

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2020年1月9日(09.01.2020)



(10) 国際公開番号

WO 2020/009006 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 13/02 (2006.01) F02M 26/01 (2016.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2019/025723
- (22) 国際出願日: 2019年6月27日(27.06.2019)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2018-127710 2018年7月4日(04.07.2018) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社(HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場2520番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 中村 信 (NAKAMURA, Makoto); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名四丁目7番1

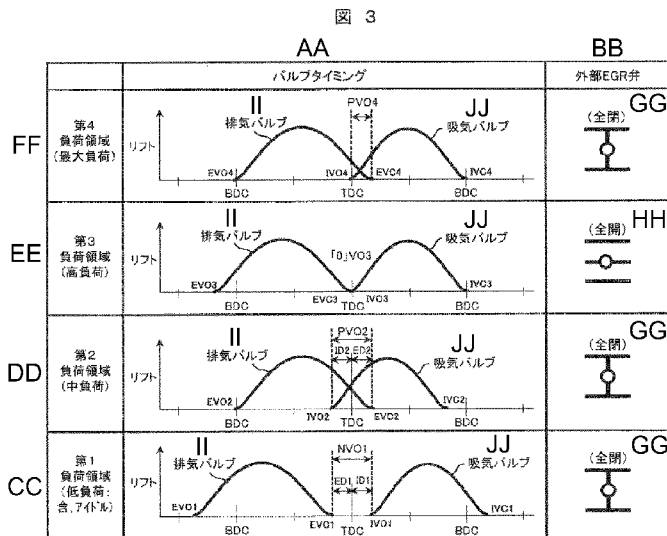
号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP). 猿渡 匡行(SARUWATARI, Masayuki); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).

(74) 代理人: 小林 博通, 外(KOBAYASHI, Hiromichi et al.); 〒1040044 東京都中央区明石町1番29号 掖済会ビル S H I G A 内外国特許事務所内 Tokyo (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,

(54) Title: VARIABLE VALVE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE, AND CONTROL DEVICE FOR VARIABLE VALVE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関の可変動弁システム及びその制御装置



AA Valve timing
BB External EGR valve
CC First load range (low load, including idling)
DD Second load range (intermediate load)
EE Third load range (high load)
FF Fourth load range (maximum load)
GG Fully closed
HH Fully open
II Exhaust valve
JJ Intake valve

(57) Abstract: According to the present invention, in a first load range, exhaust closing timing at which an exhaust valve (5) is closed is set at first exhaust closing timing (EVC1) that is before an exhaust top dead center, opening timing at which an intake valve (4) is opened is set at first intake opening timing (IVO1) that is after the exhaust top dead center, and there is a negative valve overlap interval (NVO) between the exhaust valve (5) and the intake valve (4). In a second load range that is above the first load range, the exhaust closing timing is set at second exhaust closing timing (EVC2) that is after the exhaust top dead center, intake opening timing is set at second intake opening timing (IVO2) that is before the exhaust top dead center, and there is a positive valve overlap interval (PVO) between the exhaust valve (5) and the intake valve (4).

MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,
NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

- 一 国際調査報告 (条約第21条(3))

(57) 要約：第1負荷領域では、排気バルブ(5)が閉じられる排気閉時期が排気上死点前の第1排気閉時期(EVC1)に設定されると共に、吸気バルブ(4)が開かれる開時期が排気上死点後の第1吸気開時期(IVO1)に設定されて、排気バルブ(5)と吸気バルブ(4)には負バルブオーバーラップ区間(NVO)が形成され、第1負荷領域を超える第2負荷領域では排気閉時期が排気上死点後の第2排気閉時期(EVC2)に設定されると共に、吸気開時期が排気上死点前の第2吸気開時期(IVO2)に設定されて、排気バルブ(5)と吸気バルブ(4)には正バルブオーバーラップ区間(PVO)が形成される。

明 細 書

発明の名称： 内燃機関の可変動弁システム及びその制御装置

技術分野

[0001] 本発明は内燃機関の可変動弁システムに係り、特に排気バルブと吸気バルブのバルブタイミングを制御する可変動弁機構を備えた内燃機関の可変動弁システム及びその制御装置に関するものである。

背景技術

[0002] 自動車の燃料消費量や排気ガス有害成分に関する規制が強化されており、今後もますます厳しくなる傾向にある。特に燃料消費量(以下、燃費と表記する)については、排出される二酸化炭素が地球温暖化へ与える影響が大きいことから、更なる低燃費化が要請されている。

[0003] このような背景から、最近では内燃機関の排気バルブのバルブタイミング(開時期や閉時期)を制御する排気側可変動弁機構や、あるいは吸気バルブのバルブタイミング(開時期や閉時期)を制御する吸気側可変動弁機構からなる可変動弁システムを、内燃機関に搭載することが提案されている。

[0004] そして、低燃費化を図るための1つの方法として、ポンプ損失を低減することが有効であり、例えば、自動車工学・1995年9月号「トヨタVVT-i」(非特許文献1)には、吸気側可変動弁機構を利用して、中負荷領域(=部分負荷領域)での燃費を向上するために、排気バルブの開いている作動角と吸気バルブの開いている作動角が相互に重なり合う正バルブオーバーラップ(PVO: Positive Valve Overlap)区間を設定する可変動弁システムが提案されている。

[0005] このように、中負荷領域で正バルブオーバーラップ区間(PVO)を設定すると、吸気バルブと排気バルブの両方が開いているので、ピストンが下降する時に生じるポンプ損失が低減され、この分だけ燃費を向上することができる。

先行技術文献

非特許文献

[0006] 非特許文献1：自動車工学・1995年9月号「トヨタVVT-i」

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] このように、中負荷領域で正バルブオーバーラップ区間(PVO)を設定すると、ポンプ損失の低減などの理由により燃費を向上することができる。しかしながら、この正バルブオーバーラップ区間(PVO)を低負荷領域で設定すると、排気ガスの一部が吸気系に戻されて、そこで冷やされて、筒内に再吸入されるので、再吸入時の該排気ガスの温度はその分低下してしまい、燃焼素質が良くない低負荷域においては、混合ガスの燃焼が悪化するという現象を生じ、結果的に燃費の改善が期待できないという課題が新たに発生する。

[0008] 本発明の目的は、少なくとも、低負荷領域(第1負荷領域)、及びこれより負荷が大きい中負荷領域(第2負荷領域)においても良好に燃費の向上を図ることができる内燃機関の可変動弁システム及びその制御装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0009] 本発明の特徴は、所定の第1負荷領域では、排気側可変動弁機構によって排気バルブが閉じられる排気閉時期(EVC)が排気上死点(TDC)より前の第1排気閉時期(EVC1)に設定されると共に、吸気側可変動弁機構によって吸気バルブが開かれる吸気開時期(IVO)が排気上死点(TDC)より後の第1吸気開時期(IVO1)に設定されて、排気バルブと吸気バルブには負バルブオーバーラップ区間(NVO1)が形成され、第1負荷領域を超える所定の第2負荷領域では、排気側可変動弁機構によって排気閉時期(EVC)が排気上死点(TDC)より後の第2排気閉時期(EVC2)に設定されると共に、吸気側可変動弁機構によって吸気開時期(IVO)が排気上死点(TDC)より前の第2吸気開時期(IVO2)に設定されて、排気バルブと吸気バルブには

正バルブオーバーラップ区間(PVO2)が形成される、ところにある。

発明の効果

[0010] 本発明によれば、第1負荷領域においては、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)の設定による高温の内部EGRガスで燃焼室を高温化して燃焼を改善することで燃費を向上し、更に第1負荷領域より大きい第2負荷領域においては、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)に切り換えて設定することで、ポンプ損失を低減すると共に、負オーバーラップ区間(NVO1)での内部EGRガスより低温の内部EGRガスとしてノック発生を抑制することで燃費を向上することができ、結果的に広い範囲の負荷領域に亘って燃費の向上を図ることができる。

図面の簡単な説明

[0011] [図1]本発明に係る内燃機関の可変動弁システムの全体概略図である。

[図2]吸気側可変動弁機構と排気側可変動弁機構の外観構成を示す斜視図である。

[図3]本発明の第1の実施形態になる、負荷領域と、吸気バルブと排気バルブのバルブ特性と、外部EGR弁の開度との関係を説明する説明図である。

[図4]本発明の第1の実施形態になる内燃機関の可変動弁システムで、始動時から最大負荷領域までの排気バルブと吸気バルブのバルブオーバーラップ、及び吸気バルブと排気バルブのバルブタイミングの関係を説明する説明図である。

[図5]本発明の第1の実施形態になる内燃機関の可変動弁システムで、アイドルから最大負荷領域までの排気バルブと吸気バルブのバルブオーバーラップ、燃焼室内のガス温度、及び燃焼室内のEGR率の変化状態を説明する説明図である。

[図6A]本発明の第1の実施形態になる内燃機関の可変動弁システムで、始動時から最大負荷領域までの制御を実行する制御フローの前半を示すフローチャートである。

[図6B]本発明の第1の実施形態になる内燃機関の可変動作システムで、始動

時から最大負荷領域までの制御を実行する制御フローの後半を示すフローチャートである。

[図7]本発明の第1の実施形態の変形例になる制御フローを示すフローチャートである。

[図8]本発明の第1の実施形態の変形例で、始動時から最大負荷領域までの排気バルブと吸気バルブのバルブオーバーラップ、及び吸気バルブと排気バルブのバルブタイミングの関係を説明する説明図である。

[図9]本発明の第2の実施形態になる、負荷領域と、吸気バルブと排気バルブのバルブ特性と、外部EGR弁の開度との関係を説明する説明図である。

[図10]本発明の第2の実施形態になる内燃機関の可変動作システムの制御フローを示すフローチャートである。

発明を実施するための形態

[0012] 以下、本発明の実施形態について図面を用いて詳細に説明するが、本発明は以下の実施形態に限定されることなく、本発明の技術的な概念の中で種々の変形例や応用例をもその範囲に含むものである。

実施例 1

[0013] 本発明の第1の実施形態になる内燃機関の可変動弁システムについて説明するが、図1は本発明が適用される内燃機関の可変動弁システムの全体の構成を示している。

[0014] まず、内燃機関の可変動弁システムの基本構成を図1に基づいて説明すると、シリンダブロックCB内に形成されたシリンダボア内を、燃焼圧力などによって上下に摺動自在に設けられたピストン01と、シリンダヘッドCHの内部にそれぞれ形成された吸気ポートIP及び排気ポートEPと、シリンダヘッドCHに摺動自在に設けられて吸、排気ポートIP、EPの開口端を開閉する一気筒当たりそれぞれ一对の吸気バルブ4及び排気バルブ5とを備えている。

[0015] ピストン01は、クランクシャフトとコンロッド02を介して連結されていると共に、冠面03とシリンダヘッドCHの下面との間に燃焼室04を形

成している。また、シリンダヘッドCHのほぼ中央には、点火栓05が設けられている。

[0016] 吸気ポートIPはエアクリーナ50と接続されており、電制スロットルバルブ51を介して吸入空気が供給されている。電制スロットルバルブ51は、コントローラ(=制御手段)52によって制御されており、基本的にはアクセルペダルの踏込量に対応してその開度が制御されている。また、排気ポートEPは、排気ガス浄化触媒53を介してテールパイプから排気ガスを大気に放出している。

[0017] 次に外部EGRシステムについて説明する。排気ガス浄化触媒53の下流と電制スロットルバルブ51の上流とは、排気ガス再循環通路(以下、外部EGR通路と表記する)54によって接続されており、この外部EGR通路54の途中には、外部EGRガスを冷却するEGRクーラー55と、その下流に配置された外部EGRガスの流量を制御する外部EGR弁56が設けられている。外部EGR弁56は、電動モータで駆動される電制弁であり、コントローラ52からの制御信号によって外部EGRガス流量を調整するものである。

[0018] この外部EGR弁56は、バタフライ弁などが使用され、外部EGRガスの流量をほぼ「0」まで絞った最小開度位置から、多量の外部EGRガスを流す大開度位置まで制御できるようになっている。この大開度位置は最大流量が得られる開度位置でも良いが、これに限らず必要とされる要求流量に応じて開度を設定するものであっても良い。更に、外部EGR弁56は異常や故障が発生すると、駆動信号が遮断されて機械的に最小開度位置に設定されるフェールセーフ機能を備えている。

[0019] また、本実施形態では、排気ガス浄化触媒53の後流で排気圧力及び排気温度が或る程度低下した部分から外部EGRガスを取り出す、いわゆる「LPEGRシステム」(ロープレッシャEGRシステム)であり、外部EGRガスの温度は低めであるのに加え、外部EGR弁56の上流側にはEGRクーラー55が設けられているので、外部EGRガスの温度を更に低下させ

て、高負荷領域における耐ノック性を向上するようにしている。つまり、外部EGR弁56から供給される排気ガスは温度が低くなっているため、燃焼室内に供給される全体の混合ガス温度は、低くなる傾向となる。

[0020] 更に、この内燃機関には、図1に示すように吸気バルブ4と排気バルブ5の開弁特性を制御する吸気側可変動弁機構、排気側可変動弁機構とが備えられている。吸気側には、吸気バルブ4のバルブリフトの中心位相角を制御する「位相角可変機構」である吸気側可変動弁機構（以下、吸気側VTC機構と表記する）1Aが設けられ、また、排気側には、排気バルブ5のバルブリフトの中心位相角を制御する「位相角可変機構」である排気側可変動弁機構（以下、排気側VTC機構と表記する）1Bが設けられている。

[0021] 吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bは、位相制御用油圧アクチュエータ2A、2Bを備えており、油圧によって吸気バルブ4と排気バルブ5の開閉時期を制御する構成となっている。位相制御用油圧アクチュエータ2A、2Bへの油圧供給は、コントローラ52からの制御信号に基づき、図示しない油圧制御部によって制御されている。この位相制御用油圧アクチュエータ2A、2Bへの油圧制御によって、リフト特性の中心位相が遅角側、或いは進角側に制御される。

[0022] 図2において、排気カム軸10には気筒あたり2個の排気カム11が設けられている。この排気カム11は、排気バルブ5を開閉するものである。また、排気カム軸10の一端には、スプロケット機構13と、これに固定された排気側VTC機構1Bが取り付けられており、排気カム軸10をスプロケット機構13に対して相対回転（位相変換）させて排気カム11の相対回転位置を制御している。

[0023] スプロケット機構13は、タイミングスプロケット15を備えており、図示しないタイミングベルトによってクランク軸に同期して回転されている。また、排気側VTC機構1Bは、ハウジング16と、このハウジング16の両端に固定されたフロントカバー17とリアカバー18によって形成された空間に油圧で駆動されるベーンが内蔵されている。タイミングスプロケット

１５とリアカバー１８は相互に固定されており、またベーンは排気カム軸１０に固定されている。

[0024] したがって、油圧によってベーンの回転位置を調整することによって、排気カム軸１０がこれに対応して排気バルブの開閉位相を調整するようになっている。尚、ハウジング１６内の油圧は排気電磁切換弁２９によって制御され、排気電磁切換弁２９はコントローラ５２によって駆動されている。

[0025] 同様に、吸気カム軸２０には気筒あたり２個の吸気カム２１が設けられている。この吸気カム２１は、吸気バルブ４を開閉するものである。また、吸気カム軸２０の一端には、スプロケット機構２３と、これに固定された吸気側ＶＴＣ機構１Ａが取り付けられており、吸気カム軸２０をスプロケット機構２３に対して相対回転（位相変換）させて吸気カム２１の相対回転位置を制御している。

[0026] スプロケット機構２３は、タイミングスプロケット２５を備えており、図示しないタイミングベルトによってクランク軸によって回転されている。また、吸気側ＶＴＣ機構１Ａは、ハウジング２６と、このハウジング２６の両端に固定されたフロントカバー２７とリアカバー２８によって形成された空間に油圧で駆動されるベーンが内蔵されている。タイミングスプロケット２５とリアカバー２８は相互に固定されており、またベーンは吸気カム軸２０に固定されている。

[0027] したがって、油圧によってベーンの回転位置を調整することによって、吸気カム軸２０がこれに対応して吸気バルブの開閉位相を調整するようになっている。尚、ハウジング２６内の油圧は吸気電磁切換弁３０によって制御され、吸気電磁切換弁３０はコントローラ５２によって駆動されている。

[0028] ここで、本実施形態の吸気側ＶＴＣ機構１Ａにおいては、油圧ポンプからの油圧供給が有る場合、及び制御信号が遮断されて油圧供給が無い場合の両方において、デフォルト位置である「最遅角位置」付近に制御される構成となっている。ここでデフォルト位置とは、機械的に安定する位置(機械的安定位置)のことである。位相制御用油圧アクチュエータ２Ａにおいては、ベーン

を最遅角側に付勢するバイアススプリングが用いられており、ベーンに作動油圧が作用しなかった場合には、この「最遅角位置」付近に安定するようになっている。そして、この位相角の状態で回転数が低下すると、油圧が低下していき、「最遅角位置」付近の位相でピンロックするように構成されている。

[0029] そして、この「最遅角位置」が、後述する「第1負荷領域」である「低負荷領域」で設定される吸気バルブ4の開時期(以下、吸気開時期(IVO)と表記する)である第1吸気開時期(IVO1)となる。これについては、図3に第1負荷領域のバルブタイミングとして示している。

[0030] また、排気側VTC機構1Bにおいては、油圧ポンプからの油圧供給がある場合、及び制御信号が遮断されて油圧供給が無い場合の両方において、デフォルト位置(機械的安定位置)である「最進角位置」付近に制御される構成となっている。位相制御用油圧アクチュエータ2Bにおいては、ベーンを進角側に付勢するバイアススプリングが用いられており、ベーンに作動油圧が作用しなかった場合には、この「最進角位置」付近に安定するようになっている。そして、この位相の状態で回転数が低下すると、油圧が低下していき、「最進角位置」付近の位相でピンロックするように構成されている。

[0031] そして、この「最進角位置」が、後述する「第1負荷領域」である「低負荷領域」で設定される排気バルブ5の閉時期(以下、排気閉時期(EVC)と表記する)となる第1排気閉時期(EVC1)となる。これについても、図3に第1負荷領域のバルブタイミングとして示している。

[0032] 図1に戻って、コントローラ(=制御手段)52は、現在の内燃機関の回転数 $N_e(rpm)$ をクランク角から検出するクランク角センサからの出力信号、エアフローメータからの吸入空気量(負荷)の出力信号、その他、アクセル開度センサ、車速センサ、ギア位置センサ、機関本体の温度を検出する機関冷却水温センサ31、更には大気湿度センサからの出力信号などの各種情報信号から現在の機関状態を検出している。

[0033] そして、コントローラ52は、少なくとも吸気側VTC機構1Aに対して

吸気VTC制御信号を出力し、排気側VTC機構1Bに対して排気VTC制御信号を出力し、更に外部EGR弁56に対して外部EGRガス制御信号を出力するものである。尚、本実施形態では、吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1Bは油圧式のものを使用しているが、電動式のものを使用することもでき、更には電動式と油圧式を併用して使用することもできる。

[0034] ところで、上述したように、中負荷領域で正バルブオーバーラップ区間(PVO)を設定すると、ポンプ損失の低減などの理由により燃費を向上することができる。しかしながら、この正バルブオーバーラップ区間(PVO)を低負荷領域で設定すると、排気ガスの一部が吸気系に戻されて、そこで冷やされて、筒内に再吸入されるので、再吸入時の該排気ガスの温度はその分低下してしまい、燃焼素質の良くない低負荷においては、混合ガスの燃焼が悪化するという現象を生じ、結果的に燃費の改善が期待できないという課題が新たに発生する。

[0035] 本実施形態では、このような課題に対して、中負荷で運転されている場合は吸気側VTC機構1Aと排気側VTC機構1Bによって正バルブオーバーラップ区間(PVO)を形成する内燃機関を基礎として、内燃機関が低負荷領域においては、排気側VTC機構1Bによって、排気バルブ5の排気閉時期(EVC)を排気上死点(TDC)の前の所定角度位置(EVC1)に設定し、且つ吸気側VTC機構1Aによって、吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)を排気上死点(TDC)の後の所定角度位置(IVO1)まで遅角して負バルブオーバーラップ区間を形成する構成とした。これによれば、燃焼ガスの燃焼室内への閉じ込めによる内部EGRを実行することによって燃焼室を高温化して、混合気の燃焼を安定させることができるようになる。

[0036] 次に本実施形態の具体的な構成を図3～図6を用いて説明する。図3は、負荷領域に対応した可変動弁機構による吸気バルブ4と排気バルブ5のバルブタイミングと外部EGR弁の動作状態を示し、図4は、負荷領域の変化に対応した可変動弁機構による吸気バルブ4と排気バルブ5のバルブタイミングと、そのバルブオーバーラップの変化状態を示し、図5は、負荷領域の変

化に対応した可変動弁機構による吸気バルブ4と排気バルブ5のバルブオーバーラップと、燃焼室内のEGR率と燃焼室内のガス温度の変化状態を示している。

[0037] 《第1負荷領域(アイドルを含む低負荷領域)》図3において、アイドル状態を含む所定の第1負荷領域においては、図3の最下段に示すように、排気側VTC機構1Bによって排気バルブ5の排気閉時期(EVC)は、排気上死点(TDC)を起点として所定角度(ED1)だけ進角側、ここでは最進角位置まで進角されており、排気バルブ5の排気開時期(EVO)は、第1排気開時期(EVO1)に設定されると共に、排気バルブ5の排気閉時期(EVC)は、排気上死点(TDC)より前の第1排気閉時期(EVC1)に設定される。

[0038] 同様に、吸気側VTC機構1Aによって吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)は、排気上死点(TDC)を起点として所定角度(ID1)だけ遅角側、ここでは最遅角位置まで遅角されており、吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)は、排気上死点(TDC)より後の第1吸気開時期(IVO1)に設定されると共に、吸気バルブ4の吸気閉時期(IVC)は第1吸気閉時期(IVC1)に設定される。尚、排気上死点(TDC)は、次行程の吸入上死点(TDC)と同義である。

[0039] そして、排気バルブ5の第1排気閉時期(EVC1)は、排気上死点(TDC)より前で所定角度(ED1)だけ進角側に設定され、吸気バルブ4の第1吸気開時期(IVO1)は、排気上死点(TDC)より後で所定角度(ID1)だけ遅角側に設定され、排気バルブ5の作動角と吸気バルブ4の作動角が重なり合わない、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)が形成される構成となっている。尚、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)の角度は、 $NVO1 = ED1 + ID1$ で表され、また、本実施形態では $ED1 \div ID1$ に設定されている。

[0040] ここで、所定角度(ID1)と所定角度(ED1)は略同じ角度に設定されているが、略同じ角度とは、排気側VTC機構1B、及び吸気側VTC機構1Aの組立後の機構的な誤差や設計上の公差等を含む概念であり、必ずしも同

じ角度を意味するものではない。

- [0041] このように、アイドル状態を含む所定の第1負荷領域においては、図4に示すように、機関停止からクランキング、アイドルを含む第1負荷領域においては、吸気バルブ4の第1吸気開時期(I V O 1)は、排気上死点(T D C)を起点として所定角度(I D 1)だけ遅角され、また、排気バルブ5の第1排気閉時期(E V C 1)は、排気上死点(T D C)を起点として所定角度(E D 1)だけ進角され、吸気バルブ4と排気バルブ5の間には、負バルブオーバーラップ区間(N V O 1)が形成される。
- [0042] この負オーバーラップ区間(N V O 1)では、ピストン01が排気上死点(T D C)に至る前の進角側の所定角度(E D 1)で排気バルブ5を閉じ、且つ排気上死点(T D C)に至った後の遅角側の所定角度(I D 1)で吸気バルブ4を開くので、高温の燃焼ガスが冷やされることなく、燃焼室内に高温の内部E G Rガスとして封じ込められる。加えて、高温内部E G Rガスは、排気上死点(T D C)に至るまでピストン01によって圧縮されるので、更に内部E G Rガスは高圧・高温となって燃焼室も高い温度に維持される。
- [0043] このように、第1負荷領域である低負荷領域において、負オーバーラップ区間(N V O 1)を形成することで排気行程の末期から吸気行程の初期にかけて、高温の燃焼ガス(内部E G Rガス)を燃焼室内に封じ込め、しかもピストンで加圧することによる「封じ込め内部E G Rガス」により、排気上死点(T D C)付近で残留している燃焼室内の内部E G Rガスの温度を更に上昇させることができる。これによって、燃焼室内に残留している内部E G Rガスが充分に加熱され、不安定な燃焼が生じやすい低負荷域での燃焼を改善でき、燃費性能を向上することができる。
- [0044] 次に、排気上死点(T D C)を過ぎると、燃焼室内の高圧の内部E G Rガスによってピストン01が押し下げられるので、排気上死点(T D C)に至る前にピストン01に作用した高圧の内部E G Rガスによる制動エネルギーは、ピストン01の下降時に回収されてトータルでは実質的には殆ど損失にならない。

[0045] 特に、排気バルブ5の進角側の所定角度($ED1$)と吸気バルブ4の遅角側の所定角度($ID1$)の関係は、 $ID1 \div ED1$ となっているので、排気バルブ5が閉じる第1排気閉時期($EV C1$)での燃焼室内の圧力と、吸気バルブ4が開く第1吸気開時期($IV O1$)での燃焼室内の圧力がほぼ一致しており、負バルブオーバーラップ区間(NVO)におけるポンプ損失の発生はできる限り抑制される。

[0046] そして、更にピストン01が下がっていくと、吸気バルブ4を介して新気ガスが導入される。この新気ガスは、元々は大気からエアクリーナや吸気通路を介して導入するもので、温度は内部EGRと比較してかなり低いものである。この低温の新気ガスは、上述の燃焼室内に封じ込まれた高温の内部EGRガスと混じりあって暖められることになる。

[0047] この封じ込められた内部EGRガスは通常の正バルブオーバーラップ区間(PVO)での内部EGRガスより充分に高温であり、結果として吸気下死点(BDC)での燃焼室内のガス温度は、図5のガス温度($T1$)に示すように高温となるので、低負荷であっても燃焼が安定して燃費を向上することができる。

[0048] 図5には、負荷状態の変化に対する燃焼室内のEGR率と、燃焼室内のガス温度(例えば吸気下死点(BDC)での温度)を示している。上述の説明にある通り、第1負荷領域(アイドルを含む低負荷領域)においては、負バルブオーバーラップ区間($NVO1$)の形成によって「封じ込め内部EGR」が可能となり、高温の燃焼ガス(内部EGRガス)を燃焼室内に封じ込め、しかもピストン01で加圧することで、燃焼室内のEGR率($R1$)が、例えば、内部EGRガスだけで20%程度に維持でき、しかもガス温度を高く維持できることが理解される。

[0049] ここで、吸気バルブ4と排気バルブ5の作動角が重なりあうように同時に開く、正バルブオーバーラップ区間(PVO)による内部EGRを考えてみると、吸気系に一度掃き出した内部EGRガス(既燃排気ガス)を再吸入するので、その過程で温度の低い吸気系により内部EGRガス温度が下がってしま

うことに加え、吸気系のボリューム内での内部EGRガスの混合が不均一になりやすい。このため、各気筒に吸気バルブ4を介して再導入される内部EGRガスの流量に気筒間ばらつきが発生して、全体としてみると混合気の燃焼がさらに不安定となる。

[0050] これに対して、本実施形態では負バルブオーバーラップ区間(NVO1)を形成して「封じ込め内部EGR」を実行するので、前述のPVOによる「再吸入内部EGRと比較して、燃焼室内の混合ガスは高温に維持される。

[0051] 更に、封じ込められた内部EGRガスのEGR率は、吸気バルブ4と排気バルブ5のバルブタイミング(EVC1、IVO1)で決まり、吸気系に起因する内部EGRガス量の気筒間ばらつきは原理的に発生しない。すなわち、正バルブオーバーラップ区間(PVO)による内部EGRで生じていたEGRガス量の気筒間ばらつきを原理的に回避することができ、それによりさらに燃焼の安定化や機関回転の安定化を実現でき、燃費性能を向上することができる。

[0052] ここで、図3に示す通り、外部EGR弁56はほぼ全閉の状態に制御されているので、外部EGRシステムによる低い温度の外部EGRガスは、例えば所定の少量の流量以下しか再導入されないか、或いは望ましくは再導入されないので、上述した「封じ込め内部EGR」の効果を充分に得ることができる。

[0053] ここで、EGRガスは不活性ガスであり、内部EGR、外部EGRに拘らず、EGR率が高いと機関トルクが下がり、その分同じ機関トルクを得るためにスロットル開度を拡大することができ、吸気行程でのポンプ損失を低減できるので燃費を向上することができる。

[0054] また、燃焼ピーク温度が低いので冷却損失が小さく、また燃焼ガスの比熱比も向上できることから、EGR率を高めることで、燃費を向上できる余地(ポテンシャル)を有する。

[0055] 周知のように、EGRガスは酸素を殆ど含まない不活性ガスであって、EGR率を高めると、燃焼が悪化してしまうという欠点を併せ有している。そ

のために、特に燃焼が安定しない低負荷領域においては、EGR率を高めにくい。一方、本実施形態では、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)の形成によって、高温の内部EGRガスとして燃焼室内のガス温度を高めて燃焼安定性を向上できるので、低負荷領域においても、例えば20%といった高いEGR率を達成でき、その面からも燃費を向上できる。

[0056] 次に、バルブオーバーラップの観点とは別のバルブタイミングについて考察する。図3の第1負荷領域においては、吸気バルブ4の第1吸気閉時期(IVC1)は吸気下死点(BDC)より遅角しているため、いわゆる遅閉じミラーサイクル(アトキンソンサイクル)の効果で燃費を向上することができる。

[0057] また、排気バルブ5の排気開時期(EVO1)は膨張下死点(BDC)より進角しているため、いわゆる膨張行程の末期のポンプ損失を低減することができる。低負荷領域においては、燃焼ピーク圧が低いので、膨張行程でピストン01が膨張下死点(BDC)に至る前に燃焼室内の圧力が負圧になり、その負圧によりピストン01の下降動作を抑止しようとする損失(膨張行程末期のポンプ損失)が発生しやすい。そこで、燃焼室内に負圧が発生する前に、排気バルブ5を早めに開くので、このような膨張行程末期のポンプ損失を低減して燃費を向上することができる。

[0058] 再び図4に戻って、内燃機関の停止状態から、クランキング、アイドルを含む低負荷領域では、吸気バルブ4と排気バルブ5のバルブタイミング特性は同一の特性とされている。したがって、内燃機関の停止状態から第2負荷領域に至る前までは、停止状態での負バルブオーバーラップ区間、クランキング状態での負バルブオーバーラップ区間、アイドル状態での負バルブオーバーラップ区間、及び第2負荷領域に至る前までの負バルブオーバーラップ区間と、同一の負バルブオーバーラップ区間(NVO1)が形成されている。

[0059] またこれに併せて、内燃機関の停止状態から第2負荷領域に至る前までは、停止状態、クランキング状態、アイドル状態、及び第2負荷領域に至る前までの排気バルブ5の開閉時期(EVO、EVC)と、吸気バルブ4の開閉時期(IVO、IVC)も同一に設定されている。

- [0060] 同様に、外部EGR弁56の開度は、停止状態、クランキング状態、アイドル状態、及び第2負荷領域に至る前まで同一の最小開度とされ、外部EGRシステムによる低い温度の外部EGRガスは再導入されない構成になっている。
- [0061] このように、吸気バルブ4と排気バルブ5のバルブタイミング特性、及び外部EGR弁56の開度特性を、内燃機関の停止状態から第2負荷領域に至る前まで同一とすることで、吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1B、及び外部EGR弁56の制御を簡素化することができる。更に、本実施例では、吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1B、外部EGR弁56の電気制御系が故障した際には、夫々のデフォルト位置で安定化することになり、フェールセーフ制御も簡素化される。
- [0062] ≪第2負荷領域(中負荷領域)≫アイドルを含む第1負荷領域では、吸気バルブ4が排気上死点(TDC)を起点として遅角側に設定され、排気バルブ5が排気上死点(TDC)を起点として進角側に設定されることによって、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)が形成されるので、上述したように燃費性能を向上する効果が高いが、第1負荷領域を超えて更に負荷が大きくなる中負荷領域で新たな別の課題を生じる。
- [0063] すなわち、第1負荷領域を超える第2負荷領域においても、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)を形成すると、高温の内部EGRガスによって逆にノッキングが生じやすくなる環境に遷移する。このため、ノッキングが生じると点火時期を遅角してノッキングを避ける制御を行うが、点火時期を遅角すると燃焼効率が低下するので、これを補償するためには燃料が多く必要とされ結果的に燃費の悪化を生じる。
- [0064] また、中負荷領域では、機関トルクが必要であるが、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)を形成すると、ピストン01が下降動作を行う時に、吸気バルブ4と排気バルブ5とが共に閉じられているので、筒内への新気充填効率を高めにくく機関トルクを高めにくかったり、あるいは吸気行程でのポンプ損失が大きくなり、燃費の悪化を招くことになる。

[0065] これに対して、本実施形態では第1負荷領域よりも負荷が大きい中負荷領域である第2負荷領域においては、図3の第2負荷領域に示すように、排気側VTC機構1Bによって排気バルブ5の閉時期(EVC)は、排気上死点(TDC)を起点として所定角度(ED2)だけ遅角側、ここでは最遅角位置まで遅角されており、排気バルブ5の排気開時期(EVO)は第2排気開時期(EVO2)に設定されると共に、排気バルブ5の排気閉時期(EVC)は第2排気閉時期(EVC2)に設定される。

[0066] 同様に、吸気側VTC機構1Aによって吸気バルブ4の開時期(IVO)は、排気上死点(TDC)を起点として所定角度(ID2)だけ進角側、ここでは最進角位置まで進角されており、吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)は第2吸気開時期(IVO2)に設定されると共に、吸気バルブ4の吸気閉時期(IVC)は第2吸気閉時期(IVC2)に設定される。

[0067] そして、排気バルブ5の第2排気閉時期(EVC2)は、排気上死点(TDC)より後で所定角度(ED2)だけ遅角側に設定され、吸気バルブ4の第2吸気開時期(IVO2)は、排気上死点(TDC)より前で所定角度(ID2)だけ進角側に設定され、排気バルブ5の作動角と吸気バルブ4の作動角が重なり合う、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)が形成される構成となっている。ここで、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)の角度は、 $PVO1 = ED2 + ID2$ で表され、また、本実施形態では $ED2 \div ID2$ に設定されている。

[0068] 尚、本実施形態では第1負荷領域では吸気バルブ4が最遅角位置に設定され、排気バルブ5が最進角位置に設定されると共に、第2負荷領域では吸気バルブ4が最進角位置に設定され、排気バルブ5が最遅角位置に設定されるので、 $ED1 \div ID1 \div ED2 \div ID2$ の関係となっている。

[0069] この第2負荷領域においては、図4に示すように、第1負荷領域から第2負荷領域に移行する過程においては、吸気バルブ4の第2吸気開時期(IVO2)は、排気上死点(TDC)を起点として、所定角度(ID2)だけスイッチ的に切り換えられて進角され、また、排気バルブ5の第2排気閉時期(EVC2

)は、排気上死点(TDC)を起点として、所定角度(ED2)だけスイッチ的に切り換えられて遅角され、吸気バルブ4と排気バルブ5の間には、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)が形成される。

[0070] このように、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)から正バルブオーバーラップ区間(PVO2)にスイッチ的に切り換えられるので、切り換え途中でのポンプ損失や燃焼悪化の影響を可及的に少なくすることができる。

[0071] そして、この正オーバーラップ区間(PVO2)では、ピストン01が排気上死点(TDC)に至る前の進角側の所定角度(ID2)で吸気バルブ4を開き、且つ排気上死点(TDC)に至った後の遅角側の所定角度(ED2)で排気バルブ5を閉じる。このように、正オーバーラップ区間(PVO2)においては、燃焼ガスが吸気系に戻されて冷やされ、その後で再び燃焼室内に導入される。

[0072] 図5のEGR率に示してある通り、この正オーバーラップ区間(PVO2)において、燃焼ガス(内部EGRガス)は吸気系に一度戻され、その後に再び燃焼室内に吸入されて「再吸入内部EGRガス」となる。その過程で、吸気系に戻された内部EGRガスは、吸気系で冷やされて、次に燃焼室内に導入されることになるので、吸気下死点(BDC)における燃焼室内のガス温度は温度(T1)から温度(T2)まで低下する。

[0073] その結果、燃焼室内の混合ガスの温度が低くなるのでノッキングが抑制され、点火時期の遅角制御の頻度や遅角量を抑制できて燃費を改善、向上することができる。一方、正オーバーラップ区間(PVO2)では、内部EGRガスの温度は、外部EGRガスの温度よりは高いので、燃焼室内のガス温度を燃焼に必要とする充分な程度の温度(T2)に維持できるので、ノッキングを抑制しつつ燃焼の悪化も抑制できるので、良好な燃費性能を得ることができる。

[0074] ここで、図3に示す通り第2負荷領域でも、外部EGR弁56はほぼ全閉の状態に制御されているので、外部EGRシステムによる低い温度の外部EGRガスは、例えば所定の少量の流量以下しか再導入されないか、或いは望

ましくは再導入されないので、上述した「再吸入内部EGR」の効果を充分に得ることができる。

[0075] 外部EGR弁56の開度は、第2負荷領域のほぼ全域で同一の最小開度とされ、外部EGRシステムによる低い温度の外部EGRガスは再導入されないようになっている。図5にある通り、第2負荷領域においては、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)の形成によって「再吸入内部EGRガス」によって、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)での内部EGRガスに比べて、低い温度の内部EGRガスを燃焼室内に導入するので、燃焼室内のEGR率(R2)が、例えば、大部分は再吸入内部EGRガスだけで20%程度に維持でき、しかもガス温度を必要とする充分な程度の温度(T2)に維持できる。ここで、EGR率は、燃焼室分の内部EGRガスと再吸入される内部EGRガスとの合計値で決められる。

[0076] ここで、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)の絶対位相角度を、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)の絶対位相角度と同等($PVO2 = NVO1$)とすれば、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)での「封じ込め内部EGRガス」によるEGR率(R1)と、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)での「再吸入内部EGRガス」によるEGR率を略同程度にできる。

[0077] つまり、バルブオーバーラップ区間の前後のピストンO1のリフト高さは両者で同等になるので、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)の「封じ込め内部EGRガス」、及び正バルブオーバーラップ区間(PVO2)の「再吸入内部EGRガス」の違いはあるにせよ、EGRガス量(ピストンより上側の燃焼室容積)は同等になると考えられるからである。これによって、負バルブオーバーラップ期間(NVO1)から正バルブオーバーラップ期間(PVO2)に切り換える前後で、燃焼室内のEGR率が低下するのを抑制できる。

[0078] 尚、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)では、「再吸入内部EGRガス」を吸入する際は新気ガスも一緒に吸い込むので、多気筒一体型吸気系の場合には、オーバーラップ区間を($PVO2 > NVO1$)とすれば、両者のEGR率を一層近づけることができる。本実施形態では、各気筒の吸気ポー

トが正確に分離形成されている場合を想定して、オーバーラップ区間を $(PVO2) \div (NVO1)$ としている。その結果、図5の第2負荷領域に示すように、例えば、約20%のEGR率が、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)から正バルブオーバーラップ区間(PVO2)に移行した場合においても維持される。

[0079] 尚、ここで、第1負荷領域と第2負荷領域の間には、厳密には正バルブオーバーラップ(PVO)と負バルブオーバーラップ(NVO)が形成されないゼロバルブオーバーラップ(「0」VO)となる領域(低EGR領域)が存在することになるが、第1負荷領域と第2負荷領域を切り分ける負荷判定閾値はほぼ一致しているので、定常負荷条件で図5を見た場合、この低EGR領域は無視して、約20%のEGR率が継続するようにグラフを描いている。但し、第1負荷領域から第2負荷領域への過渡時には、この低EGR領域が顕在化する場合があり、これについては図7の制御フローチャートに関連して説明する。

[0080] また、図5に示す第2負荷領域の「封じ込め内部EGRガス」は、排気上死点(TDC)に達した時のピストンO1のリフト位置での燃焼室容積に対応するガス量である。このガス量は、「再吸入内部EGR」の場合や、後述する「外部EGR」の場合であっても存在する。この燃焼室容積の「封じ込め内部EGRガス」と「再吸入内部EGRガス」を加算した総和ガス量が、図5の第2負荷領域のEGRガス量と対応する。

[0081] 次に、バルブオーバーラップの観点とは別のバルブタイミングについて考察する。本実施形態では、図4にある通り、排気バルブ5の第2排気開時期(EVO2)を膨張下死点(BDC)付近に近づける、ここでは膨張下死点(BDC)に設定することで、膨張仕事を増加させることができ、結果的に燃費を向上することができる。

[0082] これは、負荷の増加と共にピーク燃焼圧が増加するので、膨張行程において燃焼室内の圧力が大気圧以下(負圧)にはなり難くなるので、膨張行程末期のポンプ損失は発生し難くなり、排気バルブ5の第2排気開時期(EVO2)

を膨張下死点(BDC)付近まで遅らせることで、ピストン01に十分な膨張仕事を与えることができ、結果として膨張変換効率を高めて燃費を向上することができる。

[0083] 一方、吸気バルブ4の第2吸気閉時期(IVC2)は、逆に吸気下死点(BDC)付近に近づける、ここでは吸気下死点(BDC)の前まで進角させ、いわゆる早閉じミラーサイクル効果により、更にポンプ損失を低減して燃費向上を図ることができる。

[0084] ≪遷移負荷領域P～第3負荷領域(高負荷領域)≫第2負荷領域では、吸気バルブ4が排気上死点(TDC)を起点として進角側に設定され、排気バルブ5が排気上死点(TDC)を起点として遅角側に設定されることによって、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)が形成されて、上述したようにポンプ損失の低減や内部EGRガスの温度の低下によるノッキングを抑制して燃費性能を向上する効果が高いが、第2負荷領域を超えて更に負荷が大きくなる高負荷領域で新たな別の課題を生じる。

[0085] すなわち、第2負荷領域を超える第3負荷領域においては、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)による「再吸入内部EGR」を実行しても燃焼室内の混合ガスの温度が高くなり、ノッキングが発生し易くなる。このため、混合気濃度を高めたり、或いは点火時期を遅らせたりする制御を実行するので、燃費の悪化を招くことになる。

[0086] これに対して、本実施形態では第2負荷領域よりも負荷が大きい高負荷である第3負荷領域においては、図3の第3負荷領域に示すように、排気側VTC機構1Bによって排気バルブ5の閉時期(EVC)は、第2負荷領域に比べて、排気上死点(TDC)側に進角されており、排気バルブ5の排気開時期(EVO)は第3排気開時期(EVO3)に設定されると共に、排気バルブ5の排気閉時期(EVC)は第3排気閉時期(EVC3)に設定される。

[0087] 同様に、吸気側VTC機構1Aによって吸気バルブ4は、第2負荷領域に比べて、排気上死点(TDC)側から遅角されており、吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)は第3吸気開時期(IVO3)に設定されると共に、吸気バルブ

4の吸気閉時期(IVC)は第3吸気閉時期(IVC3)に設定される。

[0088] そして、排気バルブ5の第3排気閉時期(EVC3)は、排気上死点(TDC)に設定され、吸気バルブ4の第3吸気開時期(IVO3)も、排気上死点(TDC)に設定され、排気バルブ5の作動角と吸気バルブ4の作動角が重なり合わず、しかも負バルブオーバーラップ区間(NVO)が形成されないゼロバルブオーバーラップ(「0」VO)となっている。これによって、「再吸入内部EGR」の作動が停止されるが、これに代えて、図3の第3負荷領域に示すように、「外部EGR」の作動が実行される。

[0089] したがって、図4に示すように遷移負荷領域Pでは、排気バルブ5の排気閉時期(EVC)は、第2排気閉時期(EVC2)から第3排気閉時期(EVC3)へ向けて進角され、吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)は、第2吸気開時期(IVO2)から第3吸気開時期(IVO3)へ向けて遅角されて行く動作を実行する。

[0090] 同時に外部EGR弁56の動作によって、図5に示すように「外部EGR」による外部EGRガス量が増やされていく。この外部EGRガスは上述したように、EGRクーラー55等によって冷却されているので、第2負荷領域の再吸入内部EGRガスより温度が低くなっている。

[0091] そして、遷移負荷領域Pにおいては、第2負荷領域から第3負荷領域に向かって負荷が増大していく際に、外部EGRガスを漸増していくので燃焼室内のガス温度が外部EGRガスにより急激に低下するのを抑えて、燃焼室内のガス温度を緩やかに低下させていくので、過渡性能を含めて燃焼状態を安定化することができる。

[0092] このように、遷移負荷領域Pにおいては、第2負荷領域での「再吸入内部EGR」の状態から「外部EGR」の状態に緩やかに遷移できるので、気筒内のガス温度が緩やかに低下し、且つ過渡的な気筒間のEGRガス流量のばらつきを抑制できるので、中負荷領域から高負荷領域に至る過程で生じやすい、過渡性能の不安定化を抑制できるようになる。また、図5の燃焼室内EGR率(R3)は、「封じ込め内部EGR」でのガス量と「外部EGR」での

ガス量の総和を示すが、この値は20%程度に維持されており、その面から高負荷領域に向けて負荷が増加する方に移行する際の過渡性能を安定化できる。

[0093] 図4に示す通り、第2負荷領域と比較して、第3負荷領域では、吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)を排气上死点(TDC)まで遅角側に移行させて第3吸気開時期(IVO3)とし、排气バルブ5の排气閉時期(EVC)を排气上死点(TDC)まで進角して、第3排气閉時期(EVC3)としている。また、吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)の遅角に伴い、吸気バルブ4の吸気閉時期(IVC)も、吸気下死点(BDC)と圧縮上死点(TDC)の中間位置付近から吸気下死点(BDC)に向けて第3吸気閉時期(IVC3)まで遅角側に移行されている。更に、排气バルブ5の排气閉時期(EVC)の進角に伴い、排气バルブ5の排气開時期(EVO)も、吸気下死点(BDC)側に向けて第3排气開時期(EVO3)まで進角側に移行されている。

[0094] この結果、第3負荷領域においては、排气バルブの第3排气閉時期(EVC3)と吸気バルブの第3吸気開時期(IVO3)は、排气上死点(TDC)付近に互いに近接して設定されることで、負バルブオーバーラップ区間(NVO)、及び正バルブオーバーラップ区間(PVO)が殆ど存在しない、ゼロバルブオーバーラップバルブ(「0」VO3)を形成する。

[0095] このように、第3負荷領域においてはゼロバルブオーバーラップバルブ(「0」VO3)が形成されるので、負バルブオーバーラップ区間(NVO)に起因する高温の燃焼ガスによる「封じ込め内部EGR」は殆ど機能しなくなる。また、正バルブオーバーラップ区間(PVO)に起因する「再吸入内部EGR」も殆ど機能しなくなる。

[0096] 更に、図4にある通り、第3負荷領域では外部EGR弁56が最大開度に大きく開かれるので、所定の多量の外部EGRガスが燃焼室内に導入されるようになる。外部EGRガスは温度が低く、更にEGRクーラー55によって更に温度が低下されている。

[0097] このため、外部EGRガスが導入された気筒内のガス温度は低くなり、E

G R ガスに基づく低温燃焼効果と相俟ってノッキングのような異常燃焼が発生し難くなる。したがって、点火時期を進角させることができるので燃焼効率を高めることができ、第3負荷領域での燃費性能を向上することができる。

[0098] また、図5にある通り、第3負荷領域においては、ゼロバルブオーバーラップバルブ(「0」VO3)の形成によって、「封じ込め内部EGR」や「再吸入内部EGR」の両方が殆ど機能しなくなり、これに代えて低温の外部EGRガスを再導入しているので、図5に示すようにガス温度は、ガス温度(T_2)からガス温度(T_3)と低くできることが理解される。

[0099] このように、第3負荷領域では外部EGRガスによってガス温度を低く抑えることができるので、ノッキングのような異常燃焼を避けながら点火時期を進角することができる。これによって、燃焼効率を高めることができ、第3負荷領域での燃費性能を向上することができる。

[0100] 尚、ここで、第3負荷領域では「封じ込め内部EGR」は機能しなくなるものの、図5に示すように、「封じ込め内部EGRガス」が僅かであるが残っている。これは、排気上死点(TDC)において、ピストン01の冠面と燃焼室の上壁との間の容積分は燃焼ガスが残り、次の吸気行程において、それが「封じ込め内部EGRガス」として残るためである。

[0101] また、吸気バルブ4と排気バルブ5のバルブタイミング特性、及び外部EGR弁56の開度特性を、第3負荷領域の全域でほぼ同一とすることで、吸気側VTC機構1A、排気側VTC機構1B、及び外部EGR弁56の制御を簡素化することができるのに加え、燃焼室内のEGR率を同レベルに維持できているので、負荷が急変した場合であっても、過渡性能を安定化できる。

[0102] 《遷移負荷領域H～第4負荷領域(最大負荷領域)》第3負荷領域においては、ゼロバルブオーバーラップバルブ(「0」VO3)の形成によって、「封じ込め内部EGR」や「再吸入内部EGR」の両方が殆ど機能しなくなり、これに代えて低温の外部EGRガスを再導入しているので、図5に示すよう

にガス温度は、ガス温度(T 2)からガス温度(T 3)と低くでき、ノッキング等の異常燃焼を避けることができる。

[0103] しかしながら、更に負荷が大きくなる最大負荷領域で新たな別の課題を生じる。すなわち、第3負荷領域では混合ガスの温度を低くしてノッキングを抑制しているが、この制御状態だと最大負荷領域で十分な機関トルクを得ることができない恐れがある。

[0104] そこで、本実施形態では、外部EGR弁56を最小開度(全閉)として、外部EGRガスの導入を停止すると共に、更に吸気バルブ4の開閉時期を第3負荷領域の場合と同じに保った状態で、排気バルブ5の排気閉時期(EVC)を遅角して第4排気閉時期(EVC4)とし、同様に排気開時期(EVO)を遅角して第4排気開時期(EVO4)に示すように排気下死点(BDC)まで遅角して正バルブオーバーラップ(PVO4)を形成している。これによって、いわゆる掃気効果を効果的に得ることができる。

[0105] 図3、図4に示す通り、第3負荷領域と比較して負荷が更に大きい、最大負荷領域である第4負荷領域では、吸気バルブ4の第4吸気開時期(IVO4)を排気上死点(TDC)に設定し、排気バルブ5の排気閉時期(EVC)を排気上死点(TDC)より後の遅角側に移行されて第4排気閉時期(EVC4)としている。

[0106] また、吸気バルブ4の吸気閉時期(IVC4)を、吸気下死点(BDC)に設定し、排気バルブ5の第4排気開時期(EVO4)を膨張下死点(BDC)に設定している。

[0107] この結果、第3負荷領域から最大負荷までの遷移負荷領域Hにおいては、排気バルブの第4排気閉時期(EVC4)と吸気バルブの第4吸気開時期(IVO4)によって、ゼロバルブオーバーラップ(「0」VO3)に対して、正バルブオーバーラップ区間(PVO4)が形成されることになる。

[0108] この場合、図4に示すように第3負荷領域から第4負荷領域までの遷移負荷領域Hにおいては、負荷の増加に対応して、正バルブオーバーラップ区間(PVO)の位相角度がしだいに大きくなる方向に調整される。また、図5にあ

る通り、外部EGR弁56の開度も、これに対応して開度が減少されて最小開度の範囲で制御され、第4負荷領域で外部EGRガス量はほぼ「0」となる。

[0109] また、第3負荷領域から第4負荷領域に向けて次第に外部EGR弁56の開度を絞っていき、加えて正バルブオーバーラップ区間(PVO)も、ゼロバルブオーバーラップ区間(「0」VO3)から正バルブオーバーラップ区間(PVO4)まで次第に増加していくので、この領域での急加速の際にも唐突に最大トルクを発生することがなく、円滑な加速が可能となる。

[0110] 上述したようなバルブタイミング特性によれば、第4負荷領域において機関トルクを十分に高めることが可能となる。すなわち、図3、図4にあるように、排気バルブ5の排気閉時期(EVC)が排気上死点(BDC)より遅角されたので、排気脈動の負圧波が排気バルブ5に到来するタイミングが、正バルブオーバーラップ区間(PVO4)の近くまで遅れるようになる。

[0111] このため、負圧波によって開状態の排気バルブ5を介して燃焼室内の高温の燃焼ガスを吸い出し、そこに冷たい新気ガスが開状態の吸気バルブ4を介して燃焼室内に導入される、という掃気効果が得られる。これによって、第4負荷領域での吸気充填効率が高まるだけでなく、燃焼室内を新気ガスにより冷却するので、耐ノッキング性も向上して機関トルクの絶対値を高めることができる。

[0112] すなわち、前述の排気上死点(TDC)において、ピストン冠面と燃焼室上壁との間の容積に残った高温の燃焼ガスをも吸い出され、これによって、耐ノッキング性を向上できる。

[0113] ここで、図5で示すように遷移負荷領域Hを経由して第4最大負荷領域でEGR率がほぼ「0」まで低下しているのは、排気上死点(TDC)におけるピストン01の冠面と燃焼室の上壁との間の燃焼ガスは、次の吸気行程で封じ込め内部EGRとして燃焼室内に取り込まれるが、この燃焼ガスも上述の掃気効果により排気ポート側に吸いだされるためである。

[0114] そして、上述したように温度が低い新気ガスが導入され、その新気ガスは

外部EGRガスより更に低温であるので、図5に示すようにガス温度(T3)は更に新気温度並みのガス温度(T4)まで低下して、耐ノック性を高めることができる。また、この新気ガスの導入は充填効率が高くなることを意味しており、機関トルクも併せて高めることができる。

[0115] 以上述べた通り、本実施形態においては、負荷領域に対応して正バルブオーバーラップ区間(PVO)と負バルブオーバーラップ区間(NVO)を適切に設定したので、広範囲の負荷領域に亘って、良好な燃費性能を得ることができ、更には機関トルクも高めることができる。

[0116] また、第1負荷領域での吸気バルブ4と排気バルブ5の開閉時期は、吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bの各デフォルト位置とほぼ一致している。このデフォルト位置は、吸気側VTC機構1A及び排気側VTC機構1Bの変換動力が作用しなかった場合の機械的安定位置のことである。

[0117] したがって、停止時、及びクランキング時から第1負荷領域での吸気バルブ4と排気バルブ5の開閉時期はこのデフォルト位置に設定される。このため、クランキングが行われて機関始動による燃焼直後から、上述した燃焼改善効果が得られる。特に、冷機時においては、燃焼改善効果によって、顕著に冷機始動性を向上することができる。

[0118] ところで、図4に示すように第1負荷領域と第2負荷領域を判定するための負荷判定閾値が同じに描いてあるが、実際にはヒステリシス(h)を設定することが望ましい。

[0119] 図8に示しているように、負荷が増加する側へ変化する場合と、負荷が減少する側へ変化する場合とでは、負荷判定閾値を異ならせることが必要である。つまり、第1負荷領域から第2負荷領域に移行する場合は負荷判定閾値を「 $L(1 \rightarrow 2)$ 」とすると、第2負荷領域から第1負荷領域に移行する場合は負荷判定閾値を「 $L(1 \rightarrow 2) - h$ 」とする。

[0120] これにより、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)と正バルブオーバーラップ区間(PVO2)の頻繁な切り換えを避けることができ、制御上のハン

チングの抑制や、可変VTC機構1A、1Bの耐久性の向上等を図ることができる。

[0121] 次に、上述した本実施形態になるバルブタイミング特性を実行するための制御フローについて説明する。尚、この制御フローはコントローラ52によって実行されるものである。図6A、図6Bに基づき内燃機関の運転を再開する場合の制御フローを説明する。尚、内燃機関の停止状態から第1負荷領域に至るまでは、排気バルブ5の開閉時期(EVO)、(EVC)、及び吸気バルブ4の開閉時期(IVO)、(IVC)は同一に設定されている。

[0122] 《ステップS20》まず図6Aにおいて、ステップS20においては、内燃機関を始動する機関始動情報や、内燃機関の運転条件情報を読み込む。内燃機関を始動する機関始動情報としては、代表的にはキーオン信号、或いはスタータ起動信号があり、また、内燃機関の運転条件情報を示す信号としては数多くあるが、本実施形態では、内燃機関の回転数情報、吸気量情報、水温情報、要求負荷情報(アクセル開度)等があり、更に排気側VTC機構1Bや吸気側VTC機構1Aの実位置情報等がある。このステップS20で各種情報を読み込むとステップS21に移行する。

[0123] 《ステップS21》ステップS21においては、機関始動条件かどうかを判断する。この判断は、例えば、スタータ起動信号を監視しておけばよく、スタータ起動信号が入力されないとリターンに抜けて次の起動タイミングを待つことになる。一方、スタータ起動信号が入力されると、機関始動条件と判断してステップS22に移行する。

[0124] 《ステップS22》ステップS22においては、スタータ起動信号を受けてスタータモータによる内燃機関のクランキングを開始する。そして、クランキングが開始されるや否やステップS23に移行する。

[0125] 《ステップS23》ステップS23においては、排気側VTC機構1B、及び吸気側VTC機構1Aにデフォルト位置に移行するように、少なくとも排気バルブの排気閉時期(EVC)、吸気バルブの吸気開時期(IVO)の変換制御信号を排気側VTC機構1Bの排気電磁切換弁29、及び吸気側VTC

機構 1 A の吸気電磁切換弁 30 に出力する。

[0126] これは、油圧ポンプの作動油の油圧が上昇した時に、例え何らかの原因で締結ピンが締結穴から抜けて締結状態が解除されていた場合であっても、排気側 V T C 機構 1 B、及び吸気側 V T C 機構 1 A のベーンをデフォルト位置に維持しておくための制御である。これによって、負バルブオーバーラップ区間(N V O)として負バルブオーバーラップ区間(N V O 1)が確実に形成されるものである。尚、図 4 にある通り、停止状態、アイドル状態、及び第 1 負荷領域での負バルブオーバーラップ区間(N V O 1)は、同一の負バルブオーバーラップ区間(N V O)を目標とするものである。

[0127] そして、変換制御信号を排気側 V T C 機構 1 B の排気電磁切換弁 29、及び吸気側 V T C 機構 1 A の吸気電磁切換弁 30 に出力すると、ステップ S 24 に移行する。

[0128] ≪ステップ S 24≫ステップ 24 においては、排気側 V T C 機構 1 B、及び吸気側 V T C 機構 1 A の実位置情報から、排気側 V T C 機構 1 B、及び吸気側 V T C 機構 1 A がデフォルト位置に移行したか、つまり、排気バルブ 5 の排気閉時期(E V C)が第 1 排気閉時期(E V C 1)に設定され、また、吸気バルブ 4 の吸気開時期(I V O)が第 1 吸気開時期(I V O 1)に設定されたかどうか判断される。

[0129] そして、排気バルブ 5 が第 1 排気閉時期(E V C 1)に設定されていない、及び吸気バルブ 4 が第 1 吸気開時期(I V O 1)に設定されていないと判断されると、再びステップ S 23 に戻り、排気バルブ 5 が第 1 排気閉時期(E V C 1)に設定されている、及び吸気バルブ 4 が第 1 吸気開時期(I V O 1)に設定されていると判断されるとステップ S 25 に移行する。

[0130] ≪ステップ S 25≫ステップ S 25 においては、スタータモータの回転に合わせて内燃機関を始動するため燃料噴射弁や点火装置へ出力制御信号を供給する。これによって内燃機関の回転数が増加していき、これに伴って油圧ポンプの作動油の油圧が上昇することになる。燃料噴射弁や点火装置へ出力制御信号を供給するとステップ S 26 に移行する。

- [0131] 《ステップS 2 6》ステップS 2 6においては、内燃機関の機関温度（冷却水温度）を検出して所定温度を超えたかどうかを判断する。所定温度を超えていなければ冷機状態と判断してリターンに抜けて次の起動タイミングを待つ、或いは別の制御フローを実行することになる。一方、所定温度を超えていれば冷機状態から暖機完了したと判断して、再度運転条件情報を読み込むと共にステップS 2 7に移行する。尚、ステップ2 7より以降は図6 Bに示している。
- [0132] 《ステップS 2 7、ステップS 2 8、ステップS 2 9》ステップS 2 7においては、スロットルバルブの開度、或いはアクセルペダルの開度から現在の負荷状態を検出し、現在の負荷が低負荷領域である第1負荷領域かどうかを判断する。第1負荷領域と判断されると、ステップS 2 8に移行して、外部EGR弁56の開度を最小開度に変換制御する。
- [0133] 更に、ステップS 2 9に移行して、排気側VTC機構1B、及び吸気側VTC機構1Aを駆動して、第1負荷領域の排気バルブの第1排気閉時期(EVC1)、及び吸気バルブの第1吸気開時期(IVO1)に制御して、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)を形成する。
- [0134] ステップS 2 9の処理を完了すると、リターンに抜けて次のコントローラの起動タイミングを待つことになる。一方、ステップS 2 7で第1負荷領域ではないと判断されるとステップS 3 0に移行する。
- [0135] 《ステップS 3 0、ステップS 3 1、ステップS 3 2》ステップS 3 0においては、スロットルバルブの開度、或いはアクセルペダルの開度から現在の負荷状態を検出し、現在の負荷が第2負荷領域かどうかを判断する。第2負荷領域と判断されると、ステップS 3 1に移行して、外部EGR弁56の開度を最小開度に変換制御する。
- [0136] 更に、ステップS 3 2に移行して、排気側VTC機構1B、及び吸気側VTC機構1Aを駆動して、第2負荷領域の排気バルブの第2排気閉時期(EVC2)、及び吸気バルブの第2吸気開時期(IVO2)に制御して、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)を形成する。

- [0137] ステップS 3 2の処理を完了すると、リターンに抜けて次のコントローラの起動タイミングを待つことになる。一方、ステップS 3 0で第2負荷領域ではないと判断されるとステップS 3 3に移行する。
- [0138] 《ステップS 3 3、ステップS 3 4、ステップS 3 5》ステップS 3 3においては、スロットルバルブの開度、或いはアクセルペダルの開度から現在の負荷状態を検出し、現在の負荷が第3負荷領域かどうかを判断する。尚、この第3負荷領域は、図4、図5で示す遷移負荷領域P、Hを含めた判断とされている。このため、第3負荷領域と判断されるとステップS 3 4に移行し、更に遷移負荷領域Pと判断されると、図5に示しているEGR率が得られるように、外部EGR弁56の開度を、検出された負荷に対応した開度に変換制御する。
- [0139] 更に、ステップS 3 5に移行して、排気側VTC機構1B、及び吸気側VTC機構1Aを検出された負荷に対応して駆動し、第3負荷領域の排気バルブの第3排気閉時期(EVC3)、及び吸気バルブの第3吸気開時期(IVO3)に制御して、ゼロバルブオーバーラップ(「0」VO3)を形成ものである。また、遷移負荷領域Hと判断されると、図5に示しているEGR率が得られるように、外部EGR弁56の開度を、検出された負荷に対応した開度に変換制御する。
- [0140] 尚、遷移負荷領域P、或いは遷移負荷領域Hと判断されると、図5に示しているように、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)からゼロバルブオーバーラップ(「0」VO3)に至る正バルブオーバーラップ区間(PVO)、或いはゼロバルブオーバーラップ(「0」VO3)から正バルブオーバーラップ区間(PVO4)に至る正バルブオーバーラップ区間(PVO)が得られるように、吸気バルブ4と排気バルブ5の開閉時期を検出された負荷に対応した開閉時期に変換制御する。
- [0141] ステップS 3 5の処理を完了すると、リターンに抜けて次の起動タイミングを待つことになる。一方、ステップS 3 3で第3負荷領域ではないと判断されるとステップS 3 6に移行する。

- [0142] 《ステップS 3 6、ステップS 3 7、ステップS 3 8》ステップS 3 6においては、スロットルバルブの開度、或いはアクセルペダルの開度から現在の負荷状態を検出し、現在の負荷が第4 負荷領域かどうかを判断する。第4 負荷領域と判断されると、ステップS 3 7に移行して、外部E G R弁5 6の開度を最小開度に変換制御する。
- [0143] 更に、ステップS 3 8に移行して、排気側V T C機構1 B、及び吸気側V T C機構1 Aによって、検出された負荷に対応して排気バルブの第4 排気閉時期(E V C 4)、及び吸気バルブの第4 吸気開時期(I V O 4)に制御する。この場合は、ゼロバルブオーバーラップ(「0」V O 3)からP V O区間が大きくなる、正バルブオーバーラップ区間(P V O 4)を形成する。
- [0144] ステップS 3 8の処理を完了すると、リターンに抜けて次の起動タイミングを待つことになる。一方、ステップS 3 6で第4 負荷領域ではないと判断されるとリターンに抜けて次の起動タイミングを待つことになる。
- [0145] 以上の通り、本実施形態によれば、所定の第1 負荷領域では、排気側可変動弁機構によって排気バルブが閉じられる排気閉時期が排気上死点前の第1 排気閉時期に設定されると共に、吸気側可変動弁機構によって吸気バルブが開かれる吸気開時期が排気上死点後の第1 吸気開時期に設定されて、排気バルブと吸気バルブには負バルブオーバーラップ区間が形成され、第1 負荷領域を超える所定の第2 負荷領域では、排気側可変動弁機構によって排気閉時期が排気上死点後の第2 排気閉時期に設定されると共に、吸気側可変動弁機構によって吸気開時期が排気上死点前の第2 吸気開時期に設定されて、排気バルブと吸気バルブには正バルブオーバーラップ区間が形成される。
- [0146] これによれば、第1 負荷領域においては、負バルブオーバーラップ区間の設定による高温の内部ガスで燃焼室を高温化して燃焼を改善することで燃費を向上し、更に第1 負荷領域より大きい第2 負荷領域においては、正バルブオーバーラップ区間に切り換えて設定することで、ポンプ損失を低減すると共に、負オーバーラップ区間での内部ガスより低温の内部ガスとしてノック発生を抑制することで燃費を向上することができ、結果的に広い範囲の負荷

領域に亘って燃費の向上を図ることができる。

[0147] ところで、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)が形成される第1負荷領域から正バルブオーバーラップ区間(PVO2)が形成される第2負荷領域に遷移する過渡状態においては、図3、図4からわかるように、吸気バルブ4の吸気閉時期(IVC)は、第1吸気閉時期(IVC1)と第2吸気閉時期(IVC2)に示すように、吸気下死点(BDC)を跨いで変化されることになる。

[0148] このため、この変化の過程で充填効率がピークとなり、過渡ピークトルクが発生する可能性がある。また、これに加えて遷移過程で短い時間であるが、吸気下死点(BDC)付近でゼロバルブオーバーラップ(「0」VO)も形成されるので、EGR率が急減少して過渡ピークトルクが上昇する。

[0149] この対策として、過渡ピークトルク抑制手段を備えることが有利である。負バルブオーバーラップ区間(NVO1)から正バルブオーバーラップ区間(PVO2)に遷移する過渡時において、過渡ピークトルク抑制手段によって内部EGR量が急減少することにより生じる過渡ピークトルクの上昇を抑制することで、切換えトルクの急変現象を抑制することができる。過渡ピークトルク抑制方法としては、点火時期を遅角する、空燃比をリーン化する、吸気バルブの吸気閉時期(IVC)を吸気下死点(BDC)から離間させる、といった方法を採用することができる。

[0150] 一つの具体例として、点火時期の遅角制御を組み合わせた例を説明する。この具体例では、図7に示す制御ステップS39～S42を追加して、過渡ピークトルクを抑制する構成としている。以下、図7を用いてこれを簡単に説明する。尚、図6Bと同じ制御ステップは説明を省略する。

[0151] 《ステップS39》ステップS39においては、第1負荷領域から第2負荷領域に遷移するかどうかを推定している。例えば、吸気側VTC機構1Aに設けた角度センサによって実際の吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)を検出し、この検出された吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)が、排気上死点(TDC)に近づいているか、或いはゼロバルブオーバーラップ(「0」VO)に近づいているかといった履歴の判断を行うことで、第1負荷領域から第2負荷

領域に遷移するかどうかを推定している。

[0152] 尚、この履歴による判断は、吸気バルブ4の吸気閉時期(IVC)が吸気下死点に近づいていることや、排気バルブ5の排気閉時期(EVC)が排気上死点(TDC)に近づいていることを検出して行うこともできる。

[0153] そして、第1負荷領域から第2負荷領域に遷移しない場合はリターンに抜け、第1負荷領域から第2負荷領域に遷移すると推定されると、ステップS40に移行する。

[0154] 《ステップS40》ステップS40においては、過渡ピークトルクの発生を抑制するために、点火時期を所定角度だけ遅角する制御を実行する。点火時期を遅角するとトルクの発生が素早く抑制されるので、過渡ピークトルクを効率的に抑制することができる。点火時期を遅角する制御を実行すると、実行フラグに「1」を立ててリターンに抜ける。

[0155] 《ステップS41》ステップS40の制御を実行した後の次の起動タイミングにおいて、ステップS30で負荷状態が第2負荷領域にあると判定されると、ステップS41においては、点火時期の遅角制御が実行されたかどうかを判定する。この判定は、ステップS40で立てた実行フラグを監視することで可能である。実行フラグに「1」が立っていない場合はステップS31に移行し、実行フラグに「1」が立っている場合はステップS42に移行する。尚、ステップS31、S32はすでに説明したので省略する。

[0156] 《ステップS42》ステップS42においては、ステップS40で設定した点火時期の遅角制御を解除して通常の点火時期の制御に復帰させる。このステップS42が完了するとステップS31に移行する。

[0157] このように、点火時期を遅角して過渡ピークトルクの発生を抑制し、過渡ピークトルクの急変現象を抑制することができる。この点火時期の遅角制御は制御応答性が非常に良く、遅れの少ないトルク抑制が可能となる。

[0158] また、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)から正バルブオーバーラップ区間(PVO2)に遷移する過渡時において、燃焼室内に直接噴射される燃料の量を少なくして燃焼室内の混合気の空燃比を希薄側に移行して過渡ピー

クトルクを抑制し、過渡ピークトルクの急変現象を抑制することができる。
この場合は過渡時の燃費性能を向上できる。

[0159] 更に、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)から正バルブオーバーラップ区間(PVO2)に遷移する過渡時において、吸気バルブ4の吸気閉時期(IVC)が第1負荷領域での第1吸気閉時期(IVC1)に対して、吸気下死点(BDC)より進角、或いは遅角する方向に離間するように設定して過渡ピークトルクを抑制し、過渡ピークトルクの急変現象を抑制することができる。この場合は、点火時期や空燃比を制御する場合に比べて、過渡状態の燃費性能や排気浄化性能を維持したまま過渡的ピークトルクの急変現象を抑制することができる。

[0160] ここで、本実施形態では、例えばアクセルペダルが急激に踏み込まれて、一挙に第1負荷領域から第3負荷領域に遷移する際は、第2負荷領域の正オーバーラップ区間(PVO2)を経過せずに、負オーバーラップ区間(NVO1)からゼロバルブオーバーラップ(「0」VO3)に変換される。

[0161] これにより、正オーバーラップ区間(PVO2)を経過することで生じる、吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bによる大きな位相角の変換動作を回避することができ、吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bの制御を簡素化できるだけでなく、吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bの変換時間を短縮でき、加速性能を向上することができる。

実施例 2

[0162] 次に本発明の第2の実施形態について説明する。第1の実施形態では、可変動弁機構として作動角が変化しない、吸気側VTC機構1A、及び排気側VTC機構1Bを用いた例を示したが、第2の実施形態では、吸気側可変動弁機構として作動角が変化される吸気側可変作動角機構(以下、吸気側VEL機構と表記する)を追加して用いたものである。

[0163] したがって、吸気バルブ4は、吸気側VEL機構によって作動角と位相角が同時に変更されると共に、吸気側VTC機構1Aによっても位相角が変更

される。

[0164] そして、排気側VTC機構1B、吸気側VTC機構1A、及び吸気側VEL機構によるバルブタイミングは図9に示す通りである。基本的には第3負荷領域以降は第1の実施形態と同じであるので、これらの説明は省略する。したがって、以下では、第1負荷領域から第2負荷領域までの負荷領域について説明する。

[0165] 第1負荷領域では、吸気側VEL機構の作動角(開弁区間)をやや拡大し、且つ吸気側VTC機構1Aによって、吸気バルブ4の吸気閉時期(IVC)を、吸気下死点(BDC)と圧縮上死点(TDC)の間の中間付近まで遅らせた吸気閉時期(IVC1')としている。この点で、第1の実施形態と異なるが、第1負荷領域に関して、吸気バルブ4の開時期(IVO1)や、排気バルブ5の第1排気開時期(EVO1)、第1排気閉時期(EVC1)は同一に設定されている。

[0166] また、第2負荷領域では、更に吸気側VEL機構の作動角を拡大し、且つ吸気側VTC機構1Aによって、吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)を、第1の実施形態と同様に第2吸気開時期(IVO2)まで進角し、また、吸気閉時期(IVC)を、第1負荷領域の吸気閉時期(IVC1')と同じ程度の吸気閉時期(IVC2')まで遅角している。この点で、第1の実施形態と異なるが、第2負荷領域に関して、吸気バルブ4の第2吸気開時期(IVO2)や、排気バルブ5の第2排気開時期(EVO2)、第2排気閉時期(EVC2)は同一に設定されている。

[0167] ここで、好ましくは、第1負荷領域の吸気閉時期(IVC1')と第2負荷領域の吸気閉時期(IVC2')は、 $(IVC1') \div (IVC2')$ とすれば、切り換え前後の充填効率が同等になり、円滑な負荷移行が可能となる。すなわち、第1負荷領域、第2負荷領域が、共に吸気閉時期(IVC)の遅閉じ側のミラーサイクルとなっているので、第1負荷領域から第2負荷領域に遷移する際に、吸気閉時期(IVC)が第1の実施形態のように、吸気下死点(BDC)を跨ぐことがないので、過渡時の充填効率の上昇による過渡トルク変動が

抑制される。

[0168] また、遷移領域に示しているように、第1負荷領域から第2負荷領域に遷移する時は、排気VTC機構1Bによって排気バルブ5の排気閉時期(EVC)を遅角側に制御して、排気上死点(TDC)に一致するように排気閉時期(EVC1→2)に設定する。

[0169] 更に、吸気側VEL機構によって吸気バルブ4の作動角を拡大し、且つ吸気側VTC機構1Aによって、吸気開時期(IVO)を排気上死点(TDC)に一致するように吸気開時期(IVO1→2)に設定する。同時に、吸気閉時期(IVC)を、第1負荷領域の吸気閉時期(IVC1′)及び第2負荷領域の吸気閉時期(IVC2′)に対してさらに遅角して、吸気閉時期(IVC1′→2)に設定する。これによって、過渡トルクの変動を抑制することができる。

[0170] 次に、上述した本実施形態になるバルブタイミング特性を実行するための制御フローについて説明する。尚、図10に示す制御フローは、特に第1負荷領域から第2負荷領域までの制御ステップを示している。

[0171] 《ステップS27、ステップS28》ステップS27においては、スロットルバルブの開度、或いはアクセルペダルの開度から現在の負荷状態を検出し、現在の負荷が低負荷領域である第1負荷領域かどうかを判断する。第1負荷領域と判断されると、ステップS28に移行して、外部EGR弁56の開度を最小開度に変換制御する。外部EGR弁56の開度の設定が完了するとステップS43に移行する。

[0172] 《ステップS43》ステップS43においては、排気側VTC機構1B、吸気側VTC機構1A、及び吸気側VEL機構を駆動して、第1負荷領域の排気バルブの第1排気閉時期(EVO1)、第1排気閉時期(EVC1)、及び吸気バルブの第1吸気開時期(IVO1)、吸気閉時期(IVC1′)に制御して、負バルブオーバーラップ区間(NVO1)を形成する。ステップS43の処理を完了すると、ステップS44に移行する。

[0173] 《ステップS44》ステップS44においては、第1負荷領域から第2負荷領域に遷移するかどうかを推定している。例えば、吸気側VTC機構1A

に設けた角度センサによって実際の吸気バルブ4の吸気開時期(I V O)を検出し、この検出された吸気バルブ4の吸気開時期(I V O)が、排気上死点(T D C)に近づいているか、或いはゼロバルブオーバーラップ(「0」 V O)に近づいているかといった履歴の判断を行うことで、第1負荷領域から第2負荷領域に遷移するかどうかを推定している。

[0174] 尚、この履歴による判断は、排気バルブ5の排気閉時期(E V C)が排気上死点(T D C)に近づいていることを検出して行うこともできる。

[0175] 第1負荷領域から第2負荷領域に遷移しない場合はリターンに抜け、第1負荷領域から第2負荷領域に遷移すると推定されるとステップS 4 5に移行する。

[0176] ≪ステップS 4 5≫ステップS 4 5においては、排気側V T C機構1 B、吸気側V T C機構1 A、及び吸気側V E L機構を駆動して、遷移領域の排気バルブの排気閉時期(E V O 1 → 2)、排気閉時期(E V C 1 → 2)、及び吸気バルブの吸気開時期(I V O 1 → 2)、吸気閉時期(I V C 1 → 2)に制御して、バルブオーバーラップ(N V O 1 → 「0」 V O 2)を形成する。ステップS 4 5の処理を完了すると、リターンに抜けて次のコントローラの起動タイミングを待つことになる。一方、ステップS 2 7で第1負荷領域ではないと判断されるとステップS 3 0に移行する。

[0177] ≪ステップS 3 0、ステップS 3 1≫ステップS 3 0においては、スロットルバルブの開度、或いはアクセルペダルの開度から現在の負荷状態を検出し、現在の負荷が第2負荷領域かどうかを判断する。第2負荷領域と判断されると、ステップS 3 1に移行して、外部E G R弁5 6の開度を最小開度に変換制御する。外部E G R弁5 6の開度の設定が完了するとステップS 4 6に移行する。

[0178] ≪ステップS 4 6≫ステップS 4 6においては、排気側V T C機構1 B、吸気側V T C機構1 A、及び吸気側V E L機構を駆動して、第2負荷領域の排気バルブの第2排気閉時期(E V O 2)、第2排気閉時期(E V C 2)、及び吸気バルブの第2吸気開時期(I V O 2)、吸気閉時期(I V C 2)に制御し

て、正バルブオーバーラップ区間(PVO2)を形成する。ステップS46の処理を完了すると、リターンに抜けて次のコントローラの起動タイミングを待つことになる。一方、ステップS30で第1負荷領域ではないと判断されるとステップS33に移行する。これ以降は第1の実施形態と同様なので説明を省略する。

[0179] 上述したように、第1負荷領域から第2負荷領域に移行する遷移領域においては、排気バルブ5の排気閉時期(EVC)を排気上死点(TDC)に設定して排気閉時期(EVC1→2)とし、吸気バルブ4の吸気開時期(IVO)を排気上死点(TDC)に設定して吸気開時期(IVO1'→2)としているので、バルブオーバーラップはゼロバルブオーバーラップ(NVO1→「0」VO2)に近づく。このため、内部EGR率が一時的に低下するので、その分だけ過渡トルクが上昇してトルク変動を生じる。

[0180] そこで、本実施形態では、吸気バルブ4の吸気開時期(IVO1→2)を維持したまま、吸気側VEL機構によって作動角を拡大して吸気バルブ4の吸気閉時期(IVC1'→2)となるように吸気閉時期(IVC)を遅角している。

[0181] これによって、新気充填効率を低下させることができるので、内部EGR率の一時的な低下による過渡トルクの上昇を抑制することが可能となる。このように、本実施形態では、第1負荷領域から第2負荷領域に遷移するときの過渡トルクの変動を抑制することができる。

[0182] 以上説明した実施形態においては、油圧式の変位相機構を示したが、油圧に限らず電動式の変位相機構を使用することもでき、また、可変作動角機構を併設することも可能である。更に、外部EGR弁の構造としてはバタフライ弁を示したが、ポペット弁であっても差し支えない。本発明の主旨を満足するものであれば、具体的な可変動弁機構や外部EGR弁の具体的形態や構成は限定されない。

[0183] 尚、本発明は上記した実施形態に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施形態は本発明を分かりやすく説明するた

めに詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施形態の構成の一部を他の実施形態の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施形態の構成に他の実施形態の構成を加えることも可能である。また、各実施形態の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

[0184] 以上説明した実施形態に基づく内燃機関の可変動弁システムとしては、例えば以下に述べる態様のものが考えられる。

[0185] 内燃機関の可変動弁システムは、その一態様として、少なくとも、内燃機関に設けられた排気バルブの閉時期(以下、「排気閉時期(EVC)」と表記する)を調整する排気側可変動弁機構と、前記内燃機関に設けられた吸気バルブの開時期(以下、「吸気開時期(IVO)」と表記する)を調整する吸気側可変動弁機構とを有し、所定の第1負荷領域では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気閉時期(EVC)が排気上死点(TDC)より前の第1排気閉時期(EVC1)に設定されると共に、前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気開時期(IVO)が前記排気上死点(TDC)より後の第1吸気開時期(IVO1)に設定されて、前記排気バルブと前記吸気バルブには負バルブオーバーラップ区間(NVO1)が形成され、前記第1負荷領域を超える所定の第2負荷領域では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気閉時期(EVC)が前記排気上死点(TDC)より後の第2排気閉時期(EVC2)に設定されると共に、前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気開時期(IVO)が前記排気上死点(TDC)より前の第2吸気開時期(IVO2)に設定されて、前記排気バルブと前記吸気バルブには正バルブオーバーラップ区間(PVO2)が形成される。

[0186] 前記内燃機関の可変動弁システムの好ましい態様において、前記正バルブオーバーラップ区間(PVO2)の位相角は、前記負バルブオーバーラップ区間(NVO1)の位相角と同じか、或いはこれより大きい。

[0187] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの態様のいずれかにおいて、前記第1負荷領域では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気バルブの開時期(以下、「排気開時期(EVO)」と表記する)が排気下死

点(BDC)より前の第1排気開時期(EVO1)に設定されると共に、前記第2負荷領域では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気バルブの前記排気開時期(EVO)が前記排気下死点(BDC)の付近の第2排気開時期(EVO2)に遅角される。

[0188] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの態様のいずれかにおいて、前記負バルブオーバーラップ区間(NVO1)から前記正バルブオーバーラップ区間(PVO2)へ遷移する過渡時では、過渡ピークトルク抑制手段によって過渡ピークトルクの発生が抑制される。

[0189] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの態様のいずれかにおいて、前記過渡ピークトルク抑制手段は前記吸気側可変動弁機構であって、前記吸気側可変動弁機構によって、前記吸気バルブの閉時期(以下、「吸気閉時期(IVC)」と表記する)が、吸気下死点(BDC)より進角、或いは遅角された位相角に設定される。

[0190] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの態様のいずれかにおいて、前記吸気側可変動弁機構によって、前記第1負荷領域での前記吸気バルブの吸気閉時期(以下、「吸気閉時期(IVC)」と表記する)が吸気下死点(BDC)を超えた遅角側の第1吸気閉時期(IVC1)に設定され、且つ第2負荷領域での第2吸気閉時期(IVC2)も前記吸気下死点(BDC)を越えた遅角側の第2吸気閉時期(IVC2)に設定される。

[0191] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの態様のいずれかにおいて、前記吸気側可変動弁機構によって、前記第1負荷領域での前記吸気バルブの吸気閉時期(以下、「吸気閉時期(IVC)」と表記する)が吸気下死点(BDC)を超えた遅角側の第1吸気閉時期(IVC1)に設定され、且つ第2負荷領域での第2吸気閉時期(IVC2)は前記吸気下死点(BDC)より前の進角側の第2吸気閉時期(IVC2)に設定される。

[0192] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの態様のいずれかにおいて、前記第1負荷領域での前記第1吸気開時期(IVO1)は、前記吸気側可変動弁機構のデフォルト位置(機械的安定位置)と略一致し、前記

第1負荷領域での前記第1排気閉時期(EVC1)は、前記排気側可変動弁機構のデフォルト位置(機械的安定位置)と略一致する。

[0193] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの態様のいずれかにおいて、負荷が前記第2負荷領域より大きい第3負荷領域に達すると、前記第2負荷領域に比べて、前記排気側可変動弁機構によって前記排気閉時期(EVC)が前記排気上死点(TDC)まで進角されて第3排気閉時期(EVC3)に設定されると共に、前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気開時期(IVO)が前記排気上死点(TDC)まで遅角されて第3吸気開時期(IVO3)に設定されて、前記負バルブオーバーラップ区間(NVO1)、及び前記正バルブオーバーラップ区間(PVO2)が存在しないゼロバルブオーバーラップ(「0」VO)が形成され、更に外部EGR弁が開かれて外部EGRガスが導入される。

[0194] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの態様のいずれかにおいて、前記第1負荷領域から前記第3負荷領域に負荷領域が大きく変化した場合は、前記排気側可変動弁機構と前記吸気側可変動弁機構によって、前記正バルブオーバーラップ区間(PVO2)を経過せずに、前記負バルブオーバーラップ区間(NVO1)から前記ゼロバルブオーバーラップ(「0」VO)に遷移される。

[0195] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの態様のいずれかにおいて、負荷が前記第3負荷領域より大きい第4負荷領域に達すると、前記第3負荷領域に比べて、前記排気側可変動弁機構によって前記排気閉時期(EVC)が前記排気上死点(TDC)より遅角されて第4排気閉時期(EVC4)に設定されると共に、前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気開時期(IVO)が前記排気上死点(TDC)に第4吸気開時期(IVO4)として設定されて、前記正バルブオーバーラップ区間(PVO4)が形成され、更に外部EGR弁が閉じられて外部EGRガスの導入が中断される。

[0196] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの態様のいずれかにおいて、前記第1負荷領域と前記第2負荷領域の切り換えを判定する負

荷判定閾値は、前記第 1 負荷領域から前記第 2 負荷領域に遷移する時と、前記第 2 負荷領域から前記第 1 負荷領域に遷移する時とでは、ヒステリシスが設定されている。

[0197] また、以上説明した実施形態に基づく内燃機関の可変動弁システムの制御装置としては、例えば以下に述べる態様のものが考えられる。

[0198] 排気バルブの排気閉時期を変化させる排気側可変動弁機構と、吸気バルブの吸気開時期を変化させる吸気側可変動弁機構とを有する内燃機関に使用され、前記排気側可変動弁機構、及び前記吸気側可変動弁機構を制御する制御手段を備えた内燃機関の可変動弁システムの制御装置であって、前記制御手段は、前記内燃機関の負荷領域が所定の第 1 負荷領域の状態では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気バルブの排気閉時期(EVC)を排気上死点(TDC)より前の第 1 排気閉時期(EVC1)に設定し、且つ前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気バルブの吸気開時期(IVO)を前記排気上死点(TDC)より後の第 1 吸気開時期(IVO1)に設定して、前記排気バルブと前記吸気バルブに負バルブオーバーラップ区間(NVO1)を形成し、更に、前記内燃機関の負荷領域が前記第 1 負荷領域よりも大きい第 2 負荷領域の状態では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気バルブの排気閉時期(EVC)を前記排気上死点(TDC)より後の第 2 排気閉時期(EVC2)に設定し、且つ前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気バルブの吸気開時期(IVO)を前記排気上死点(TDC)より前の第 2 吸気開時期(IVO2)に設定して、前記排気バルブと前記吸気バルブに正バルブオーバーラップ区間(PVO2)を形成する。

[0199] 前記内燃機関の可変動弁システムの制御装置の好ましい態様において、前記制御手段は、前記第 1 負荷領域から前記第 2 負荷領域へ遷移する過渡時において、前記吸気バルブの吸気閉時期(IVC)を吸気下死点(BDC)より遅角する方向に移動する。

[0200] 別の好ましい態様では、前記内燃機関の可変動弁システムの制御装置の態様のいずれかにおいて、前記制御手段は、前記第 1 負荷領域から前記第 2 負

荷領域へ遷移する過渡時において、点火時期を遅角する遅角制御を実行する

。

請求の範囲

- [請求項1] 少なくとも、内燃機関に設けられた排気バルブの閉時期(以下、「排気閉時期(E V C)」と表記する)を調整する排気側可変動弁機構と、内燃機関に設けられた吸気バルブの開時期(以下、「吸気開時期(I V O)」と表記する)を調整する吸気側可変動弁機構とを有し、
- 所定の第1 負荷領域では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気閉時期(E V C)が排気上死点(T D C)より前の第1 排気閉時期(E V C 1)に設定されると共に、前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気開時期(I V O)が前記排気上死点(T D C)より後の第1 吸気開時期(I V O 1)に設定されて、前記排気バルブと前記吸気バルブには負バルブオーバーラップ区間(N V O 1)が形成され、
- 前記第1 負荷領域を超える所定の第2 負荷領域では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気閉時期(E V C)が前記排気上死点(T D C)より後の第2 排気閉時期(E V C 2)に設定されると共に、前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気開時期(I V O)が前記排気上死点(T D C)より前の第2 吸気開時期(I V O 2)に設定されて、前記排気バルブと前記吸気バルブには正バルブオーバーラップ区間(P V O 2)が形成されることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。
- [請求項2] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
- 前記正バルブオーバーラップ区間(P V O 2)の位相角は、前記負バルブオーバーラップ区間(N V O 1)の位相角と同じか、或いはこれより大きいことを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。
- [請求項3] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
- 前記第1 負荷領域では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気バルブの開時期(以下、「排気開時期(E V O)」と表記する)が排気下死点(B D C)より前の第1 排気開時期(E V O 1)に設定されると共に、
- 前記第2 負荷領域では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気

バルブの前記排気開時期（EVO）が前記排気下死点（BDC）の付近の第2排気開時期（EVO2）に遅角されることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項4] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
前記負バルブオーバーラップ区間（NVO1）から前記正バルブオーバーラップ区間（PVO2）へ遷移する過渡時では、過渡ピークトルク抑制手段によって過渡ピークトルクの発生が抑制されることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項5] 請求項4に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
前記過渡ピークトルク抑制手段は前記吸気側可変動弁機構であって、
前記吸気側可変動弁機構によって、前記吸気バルブの閉時期（以下、「吸気閉時期（IVC）」と表記する）が、吸気下死点（BDC）より進角、或いは遅角された位相角に設定されることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項6] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
前記吸気側可変動弁機構によって、前記第1負荷領域での前記吸気バルブの吸気閉時期（以下、「吸気閉時期（IVC）」と表記する）が吸気下死点（BDC）を超えた遅角側の第1吸気閉時期（IVC1）に設定され、且つ第2負荷領域での第2吸気閉時期（IVC2）も前記吸気下死点（BDC）を越えた遅角側の第2吸気閉時期（IVC2）に設定されることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項7] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
前記吸気側可変動弁機構によって、前記第1負荷領域での前記吸気バルブの吸気閉時期（以下、「吸気閉時期（IVC）」と表記する）が吸気下死点（BDC）を超えた遅角側の第1吸気閉時期（IVC1）に設定され、且つ第2負荷領域での第2吸気閉時期（IVC2）は前記吸気下死点（BDC）より前の進角側の第2吸気閉時期（IVC2）に設定される

ことを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項8]

請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

前記第1負荷領域での前記第1吸気開時期(I V O 1)は、前記吸気側可変動弁機構のデフォルト位置(機械的安定位置)と略一致し、前記第1負荷領域での前記第1排気閉時期(E V C 1)は、前記排気側可変動弁機構のデフォルト位置(機械的安定位置)と略一致することを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項9]

請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

負荷が前記第2負荷領域より大きい第3負荷領域に達すると、

前記第2負荷領域に比べて、前記排気側可変動弁機構によって前記排気閉時期(E V C)が前記排気上死点(T D C)まで進角されて第3排気閉時期(E V C 3)に設定されると共に、前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気開時期(I V O)が前記排気上死点(T D C)まで遅角されて第3吸気開時期(I V O 3)に設定されて、前記負バルブオーバーラップ区間(N V O 1)、及び前記正バルブオーバーラップ区間(P V O 2)が存在しないゼロバルブオーバーラップ(「0」 V O)が形成され、更に外部E G R弁が開かれて外部E G Rガスが導入されることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項10]

請求項9に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

前記第1負荷領域から前記第3負荷領域に負荷領域が大きく変化した場合は、前記排気側可変動弁機構と前記吸気側可変動弁機構によって、前記正バルブオーバーラップ区間(P V O 2)を経過せずに、

前記負バルブオーバーラップ区間(N V O 1)から前記ゼロバルブオーバーラップ(「0」 V O)に遷移されることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項11]

請求項9、或いは請求項10に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

負荷が前記第3負荷領域より大きい第4負荷領域に達すると、

前記第3負荷領域に比べて、前記排気側可変動弁機構によって前記排気閉時期(EVC)が前記排気上死点(TDC)より遅角されて第4排気閉時期(EVC4)に設定されると共に、前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気開時期(IVO)が前記排気上死点(TDC)に第4吸気開時期(IVO4)として設定されて、前記正バルブオーバーラップ区間(PVO4)が形成され、更に外部EGR弁が閉じられて外部EGRガスの導入が中断されることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項12]

請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、

前記第1負荷領域と前記第2負荷領域の切り換えを判定する負荷判定閾値は、前記第1負荷領域から前記第2負荷領域に遷移する時と、前記第2負荷領域から前記第1負荷領域に遷移する時とでは、ヒステリシスが設定されていることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項13]

排気バルブの排気閉時期を変化させる排気側可変動弁機構と、吸気バルブの吸気開時期を変化させる吸気側可変動弁機構とを有する内燃機関に使用され、前記排気側可変動弁機構、及び前記吸気側可変動弁機構を制御する制御手段を備えた内燃機関の可変動弁システムの制御装置であって、

前記制御手段は、内燃機関の負荷領域が所定の第1負荷領域の状態では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気バルブの排気閉時期(EVC)を排気上死点(TDC)より前の第1排気閉時期(EVC1)に設定し、且つ前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気バルブの吸気開時期(IVO)を前記排気上死点(TDC)より後の第1吸気開時期(IVO1)に設定して、前記排気バルブと前記吸気バルブに負バルブオーバーラップ区間(NVO1)を形成し、

更に、内燃機関の負荷領域が前記第1負荷領域よりも大きい第2負荷領域の状態では、前記排気側可変動弁機構によって前記排気バルブ

の排気閉時期(EVC)を前記排気上死点(TDC)より後の第2排気閉時期(EVC2)に設定し、且つ前記吸気側可変動弁機構によって前記吸気バルブの吸気開時期(IVO)を前記排気上死点(TDC)より前の第2吸気開時期(IVO2)に設定して、前記排気バルブと前記吸気バルブに正バルブオーバーラップ区間(PVO2)を形成することを特徴とする内燃機関の可変動弁システムの制御装置。

[請求項14] 請求項13に記載の内燃機関の可変動弁システムの制御装置であって、

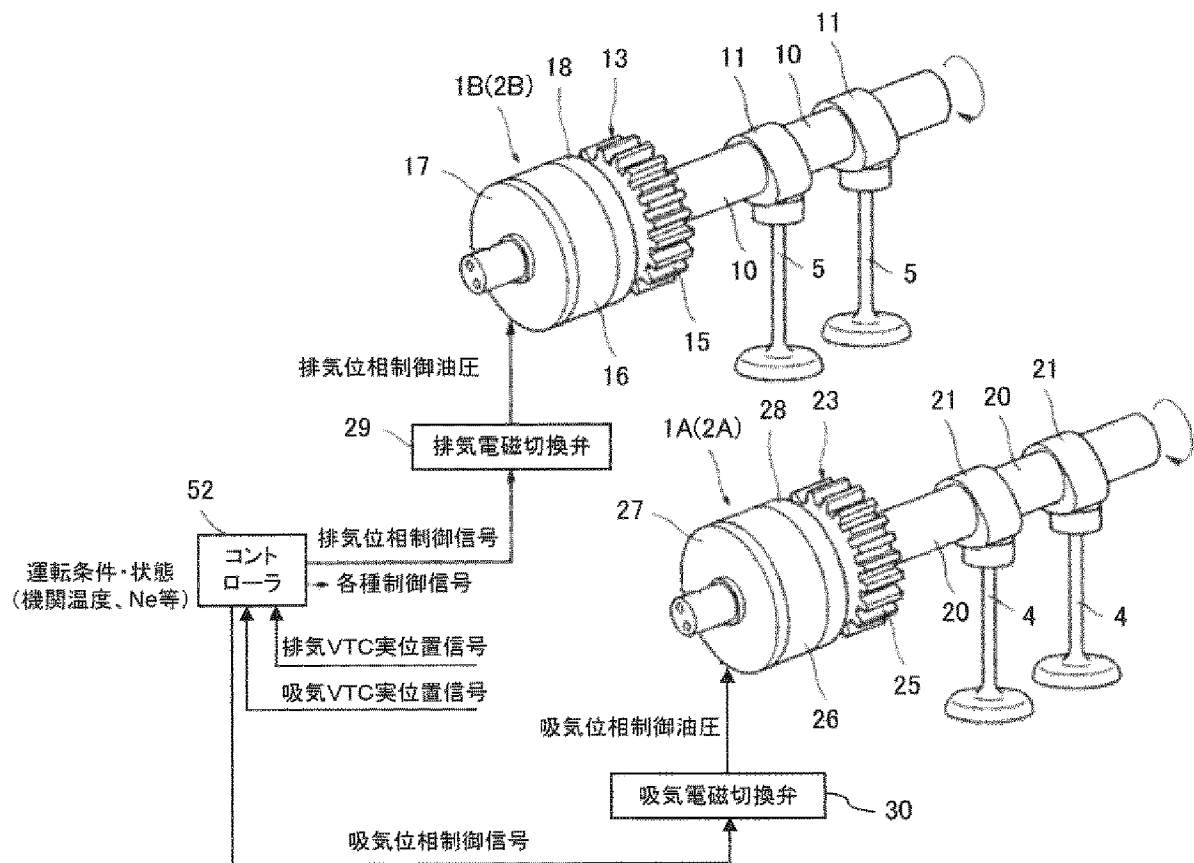
前記制御手段は、前記第1負荷領域から前記第2負荷領域へ遷移する過渡時において、前記吸気バルブの吸気閉時期(IVC)を吸気下死点(BDC)より遅角する方向に移動することを特徴とする内燃機関の可変動弁システムの制御装置。

[請求項15] 請求項13に記載の内燃機関の可変動弁システムの制御装置であって、

前記制御手段は、前記第1負荷領域から前記第2負荷領域へ遷移する過渡時において、点火時期を遅角する遅角制御を実行することを特徴とする内燃機関の可変動弁システムの制御装置。

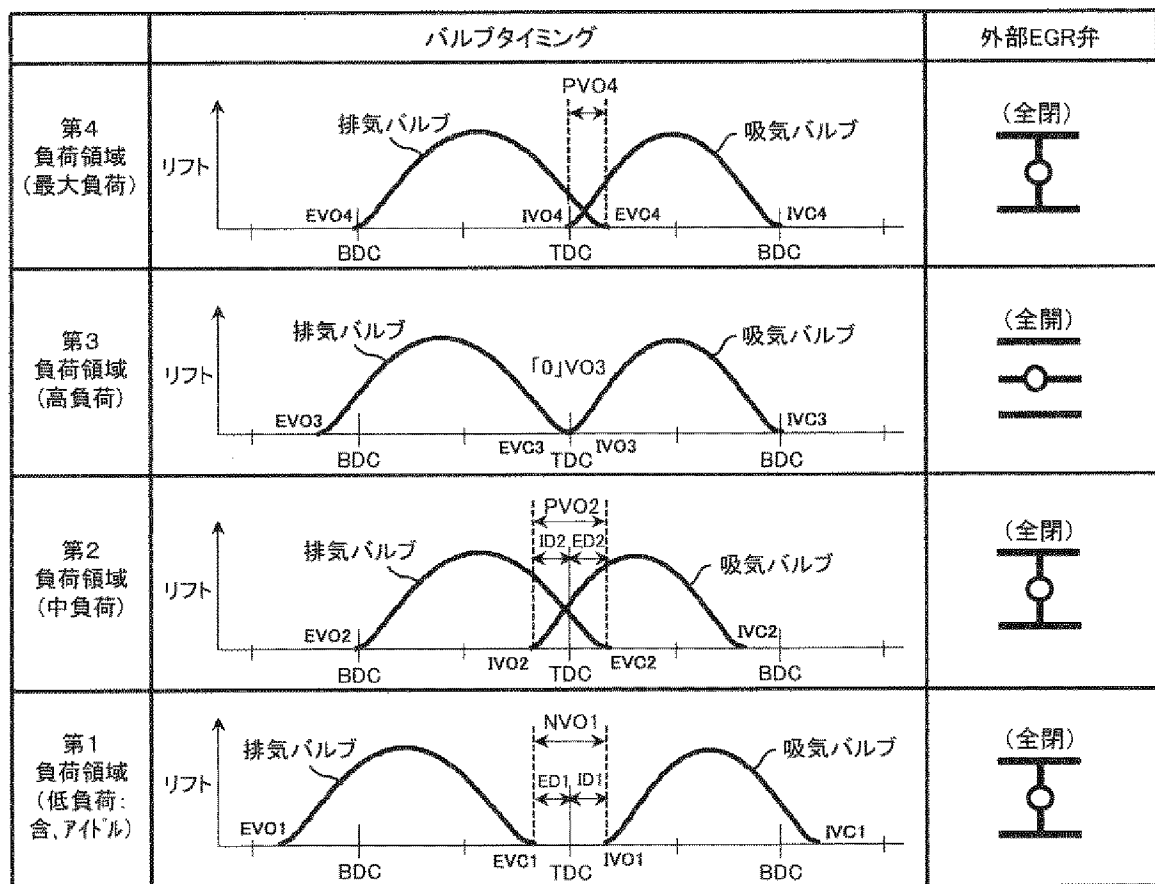
[図2]

図 2



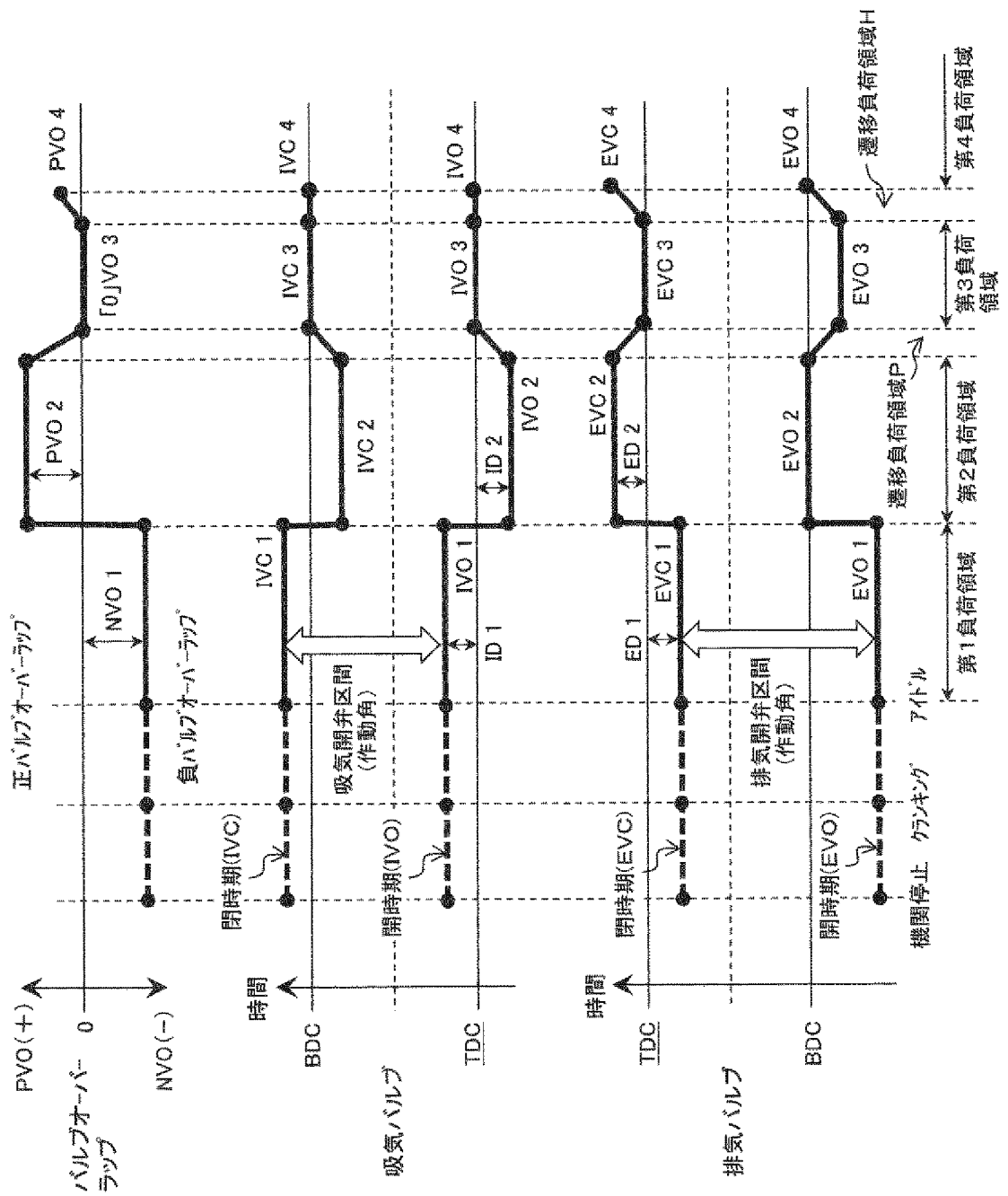
[図3]

図 3



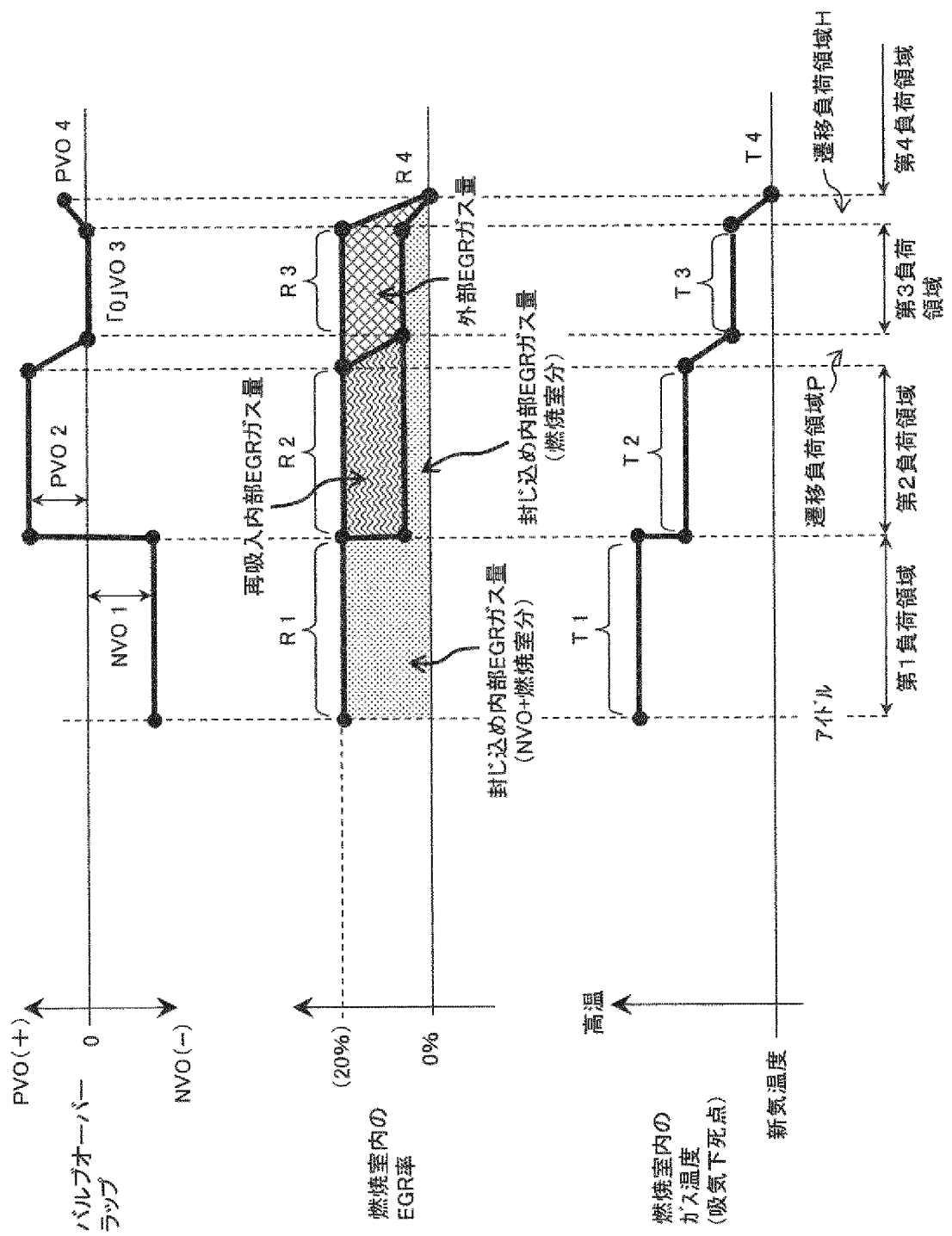
[図4]

図 4



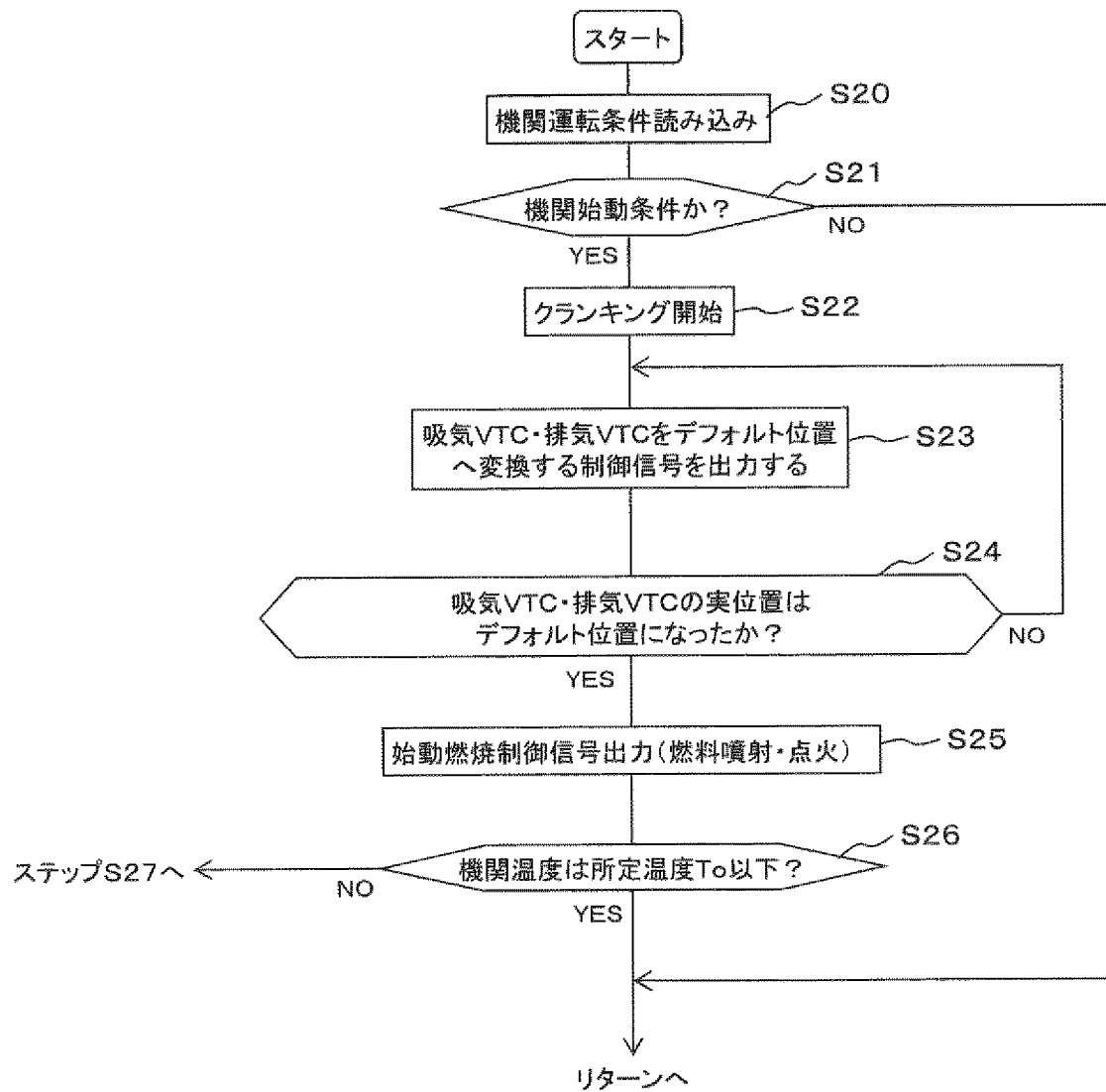
[図5]

図 5



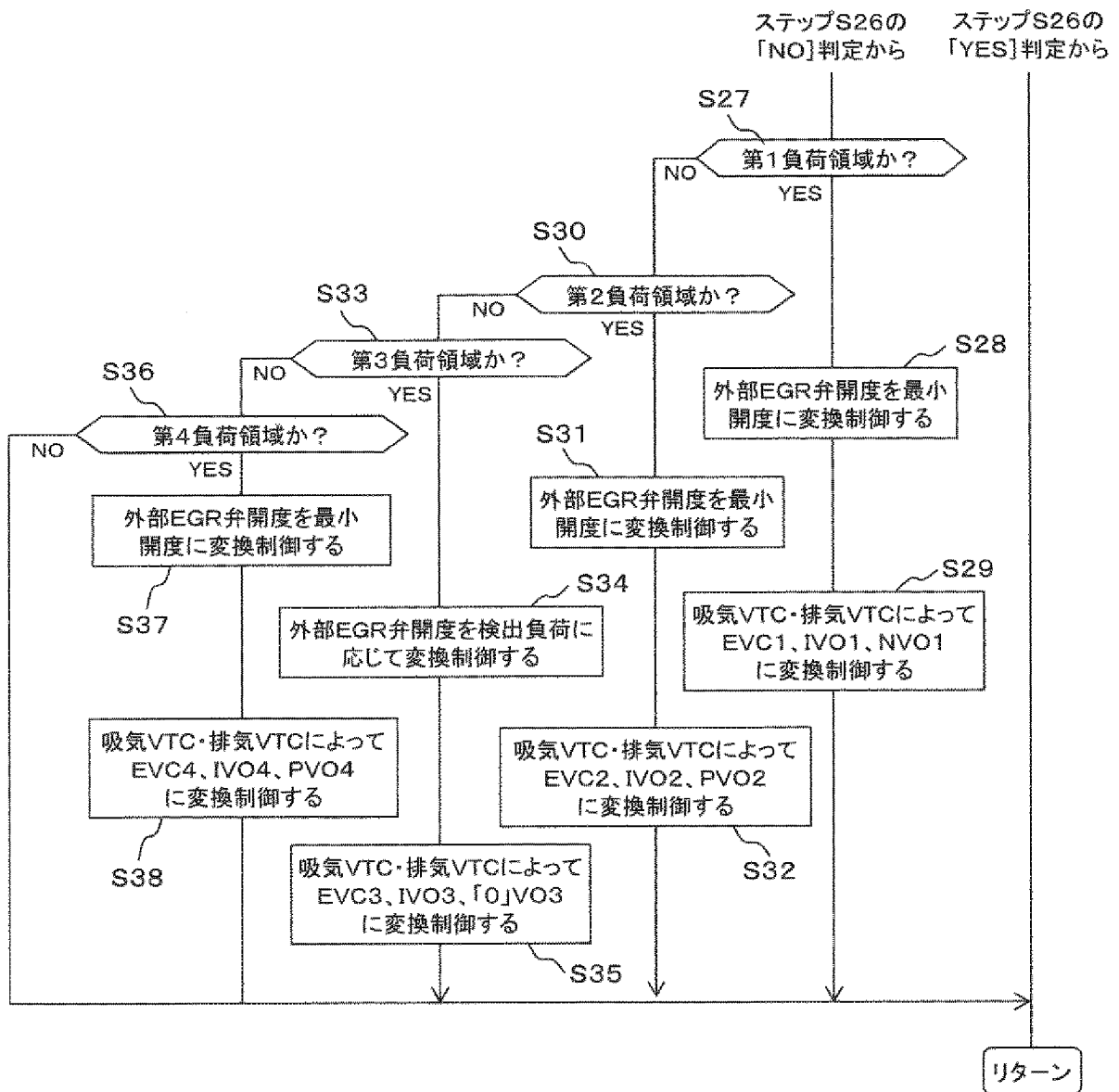
[図6A]

図 6A



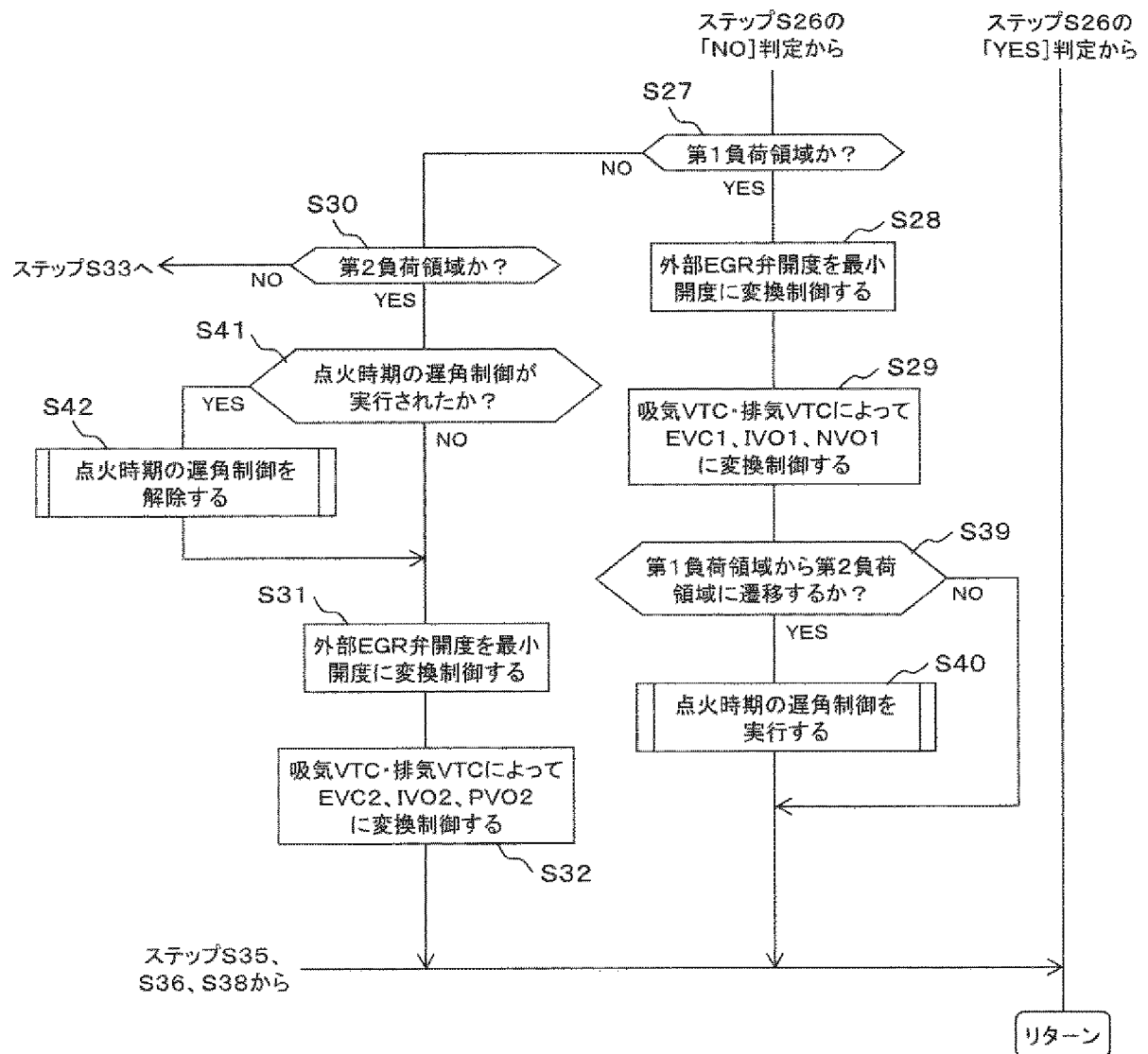
[図6B]

図 6B



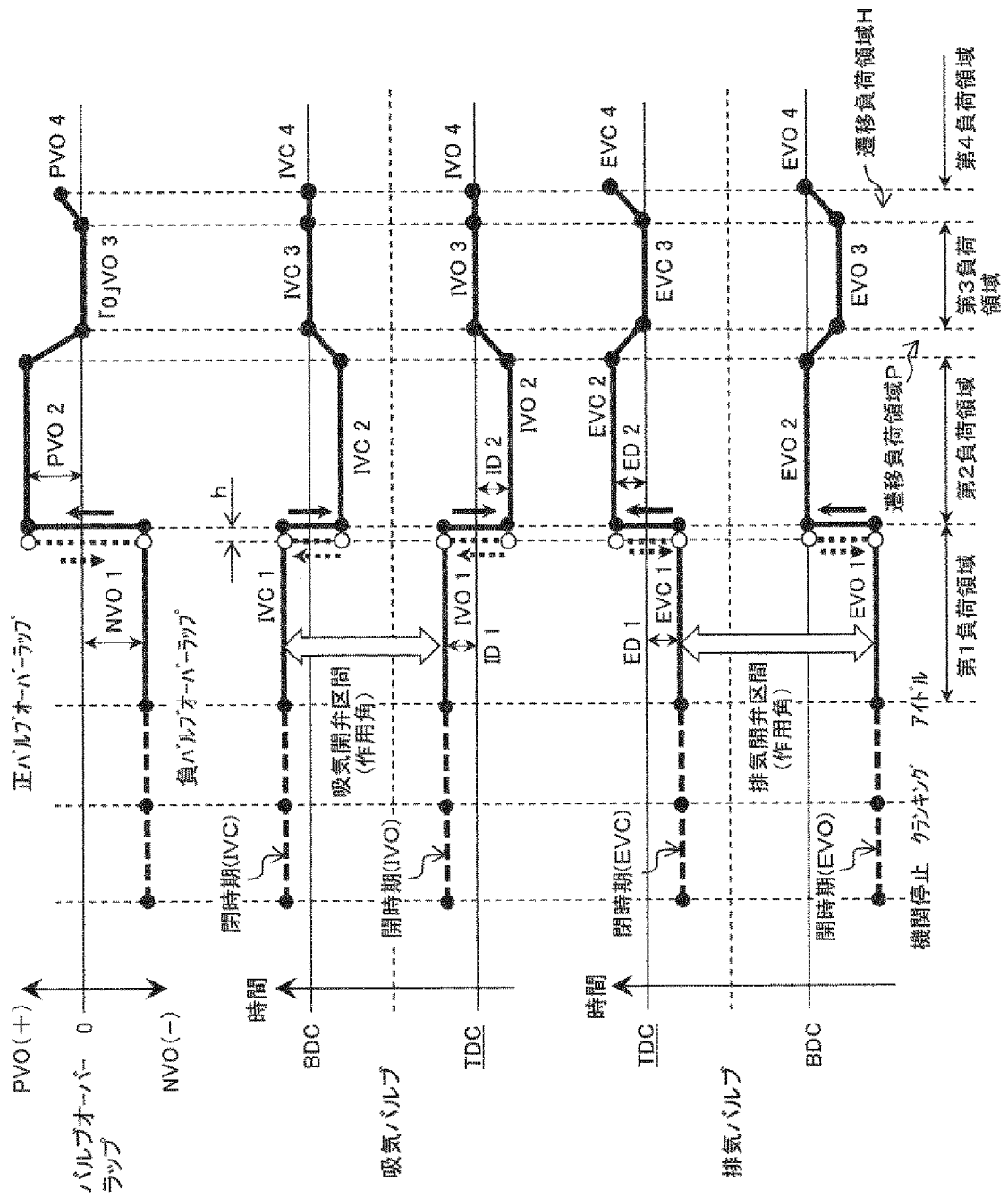
[図7]

図 7



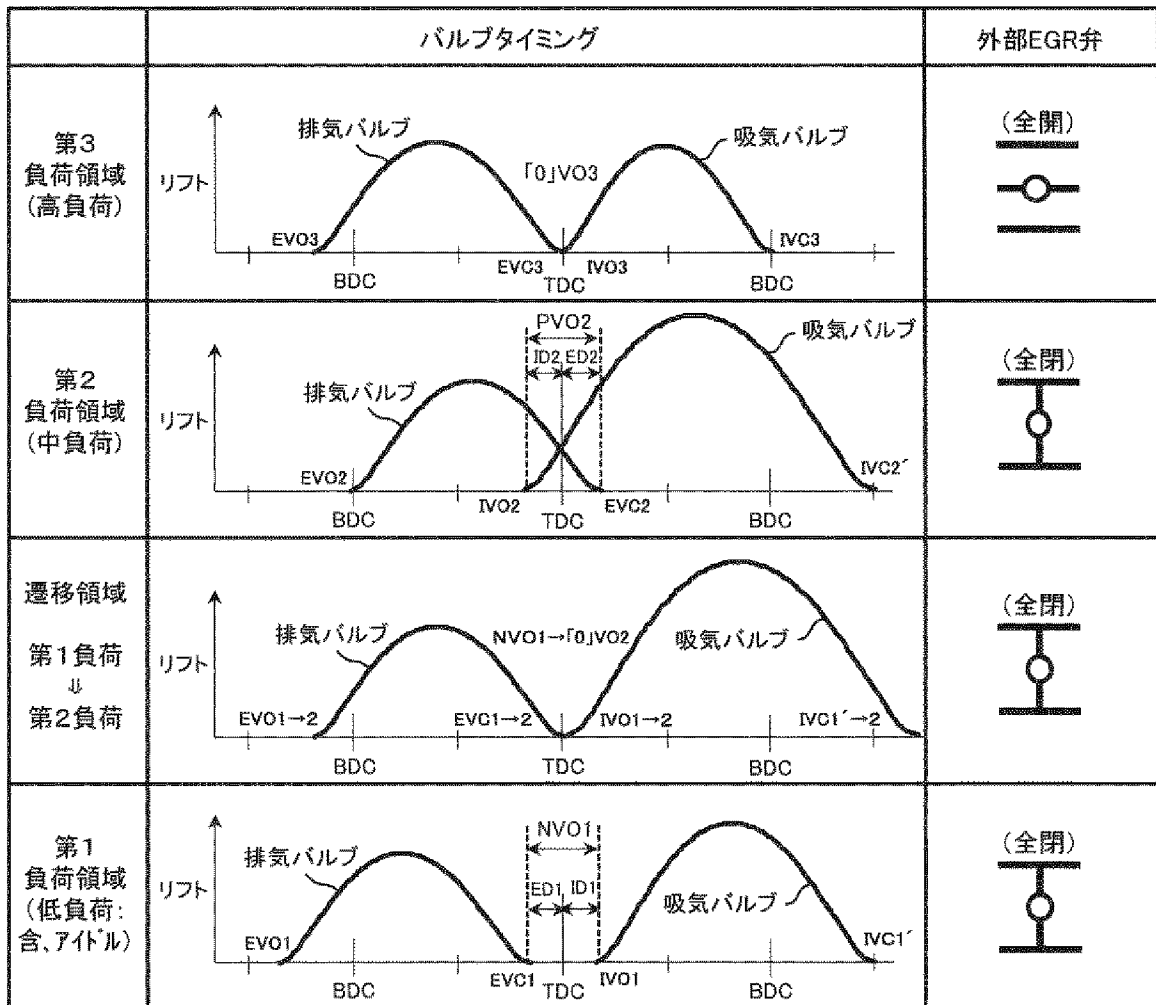
[図8]

図 8



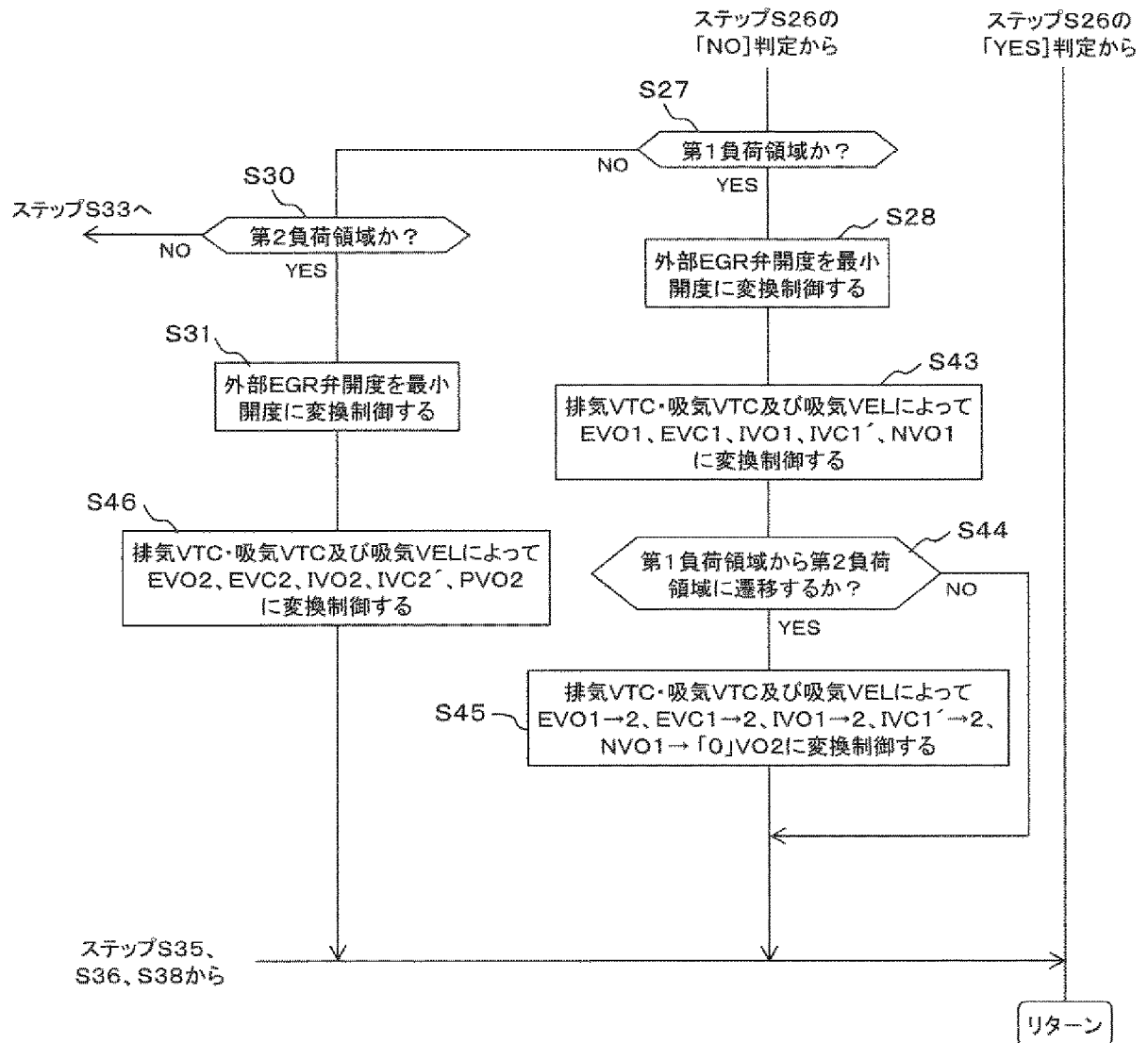
[図9]

図 9



[図10]

図 10



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/025723

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F02D13/02 (2006.01) i, F02M26/01 (2016.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl. F02D13/02, F02M26/01

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996

Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2019

Registered utility model specifications of Japan 1996-2019

Published registered utility model applications of Japan 1994-2019

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 2001-164979 A (NISSAN MOTOR CO., LTD.) 19 June 2001, paragraphs [0003], [0014], [0024]-[0031],	1-3, 6-7, 12-13
Y	[0041]-[0044], [0067], fig. 1, 8, 9	4-5, 8, 14-15
A	(Family: none)	9-11
Y	JP 2018-96311 A (SUZUKI MOTOR CORP.) 21 June 2018, abstract, paragraphs [0007], [0051]-[0070], fig. 2-4	4-5, 14-15
	(Family: none)	

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
06.08.2019

Date of mailing of the international search report
13.08.2019

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/025723

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2016-104970 A (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS LTD.) 09 June 2016, abstract, claims 9-10, paragraphs [0111]-[0131], [0175], fig. 16, 17 (Family: none)	8

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F02D13/02(2006.01)i, F02M26/01(2016.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F02D13/02, F02M26/01

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2019年
日本国実用新案登録公報	1996-2019年
日本国登録実用新案公報	1994-2019年

国際調査で利用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X	JP 2001-164979 A（日産自動車株式会社）2001.06.19, 段落 0003, 0014, 0024-0031, 0041-0044, 0067, 図 1, 8-9（ファミリーなし）	1-3, 6-7, 12-13
Y		4-5, 8, 14-15
A		9-11
Y	JP 2018-96311 A（スズキ株式会社）2018.06.21, 要約, 段落 0007, 0051-0070, 図 2-4（ファミリーなし）	4-5, 14-15

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

06.08.2019

国際調査報告の発送日

13.08.2019

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

佐々木 淳

電話番号 03-3581-1101 内線 3395

3Z

4477

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 2016-104970 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2016.06.09, 要約, 請求項9-10, 段落0111-0131, 0175, 図16-17 (ファミリーなし)	8